

А. О. Кичма*, Ю. Я. Новіцький**

Національний університет “Львівська політехніка”,

* кафедра технічної механіки та динаміки машин,

** кафедра технології машинобудування

ОЦІНЮВАННЯ МІЦНОСТІ ДІЛЯНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВІДІВ ПІД ЧАС РЕМОНТУ ЇХ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ МОБІЛЬНИМИ ПІДЙІМАЛЬНИМИ ПРИСТРОЯМИ

© Кичма А. О., Новіцький Ю. Я., 2019

Розглянуто питання міцності довгомірних циліндричних оболонок з урахуванням локальних навантажень, зумовлених їх взаємодією із жорсткими роликками мобільних підйімальних пристроїв. Удосконалено спосіб оцінювання точності розрахунку напружено-деформованого стану локально навантажених ділянок магістральних газопроводів у зонах контактної взаємодії із жорсткими роликками мобільних підйімальних пристроїв. Наведено приклад для магістрального газопроводу зовнішнім діаметром 1020 мм і товщиною стінки 14 мм.

Ключові слова: магістральний газопровід, міцність, рухома опора, комп'ютерна модель, сітка скінченних елементів.

A. Kychma, Yu. Novickyi

STRENGTH ESTIMATION OF SEGMENTS GAS PIPELINES DURING REPAIR OF THEIR SUPPORT UNITS BY MOBILE LIFTING DEVICES

The problem of strength of long cylindrical of shells with consideration of local load conditioned by their interaction with hard rollers of the mobile lifting of devices are considered. The method of estimation accuracy of calculation of strained-deformed state locally loaded segments of pipelines in zones contact interaction with hard rollers of the mobile lifting of devices are improved. The example of calculation for gas pipeline with diameter 1020 mm and thickness of wall 14 mm are presented.

Key words: pipeline, strength, support moving unit, computer model, grid of finite elements.

Постановка проблеми та аналіз відомих досліджень і публікацій. Значна частина території Західної України – це райони Прикарпаття і Карпат, внаслідок чого профіль трас більшості магістральних газопроводів (МГ) має суттєві висотні перепади і перетинає численні ріки та водні й техногенні перешкоди. Більшість МГ, що пролягають на цій території, споруджено у 1960–1985 рр. минулого століття і на їх окремих ділянках, що пролягають через пойми річок та заболочені місця, відбуваються інтенсивні корозійні процеси і з'являються локальні дефекти, зокрема під хомутами опорних вузлів. Тому необхідно періодично контролювати технічний стан трубопроводів тривалої експлуатації, за необхідності проводити ремонтно-відновлювальні роботи опорних вузлів балкових переходів [1, 2]. Однак часто вантажопідймальна техніка не може переміститися до опори балкового переходу, розташованого у важкодоступних місцях, наприклад, безпосередньо у руслі ріки чи на заболочених ділянках, без доволі дорогих підготовчих робіт з облаштування під'їзних шляхів і монтажних майданчиків. У таких випадках застосування

мобільних підймальних пристроїв під час обслуговування опор надземних переходів МГ економічно вигідніше. Як мобільні пристрої під час ремонту опорних вузлів МГ використовують гідроциліндри та гнучкий елемент з роликів [3]. Один з можливих варіантів такого підймального пристрою наведено на рис. 1, 2.

Конструктивно рухома опора (рис. 1, а) складається із залізобетонного ростверка 1, на якому закріплено металеву опорну плиту 2, по якій може переміщатися каретка з опорними котками 3. Зверху на котки встановлено сідловину 4, до якої за допомогою верхніх і нижніх півхомутів 5 через ізолювальні прокладки закріплено трубопровід 6.

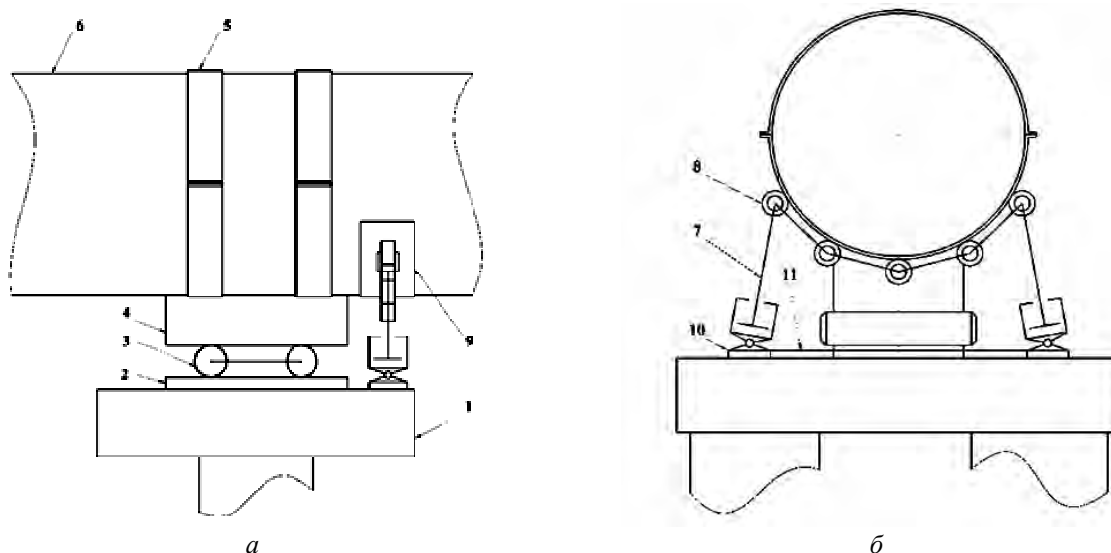


Рис. 1. Конструктивна схема рухомої опори з мобільним підймальним пристроєм



Рис. 2. Мобільний підймальний пристрій під час ремонту опорних вузлів МГ

Мобільний підймальний пристрій (рис. 1, а; б; рис. 2) складається із двох гідроциліндрів 7, гнучкого елемента з роликів 8 (тягового ланцюга) і металеві підкладки 9. Гідроциліндри 7 встановлено на шарніри 10, які скріплено між собою гнучким сталевим канатом 11. Такий підймальний пристрій призначений для підймання, переміщення і центрування трубопроводів в умовах, коли неможливо або недоцільно використовувати автокрани чи трубоукладачі.

У наведеній технології ремонту є дуже відповідальна проблема визначення контактних напружень під час взаємодії циліндричного ролика гнучкого елемента з тонкостінною оболонкою (трубопроводом). Це завдання можна вирішити, використовуючи метод скінченних елементів [4].

Однак, враховуючи велику відповідальність щодо виконання розглянутого завдання, необхідно забезпечити адекватність розрахункової моделі реальному фізичному процесу, що дасть змогу досягти необхідної точності результатів.

Мета роботи. Методами комп'ютерного моделювання контактної взаємодії тонкостінної оболонки із жорсткими роликами робочого органу мобільного підйимального пристрою встановити необхідні параметри числової моделі, за яких точність розрахунків задовільна.

Побудова комп'ютерної моделі. Модель трубопроводу слід будувати у вигляді складальної одиниці довгомірної багатосекційної труби та збірної (секційного) циліндричного ролика, що контактують між собою (рис. 3).

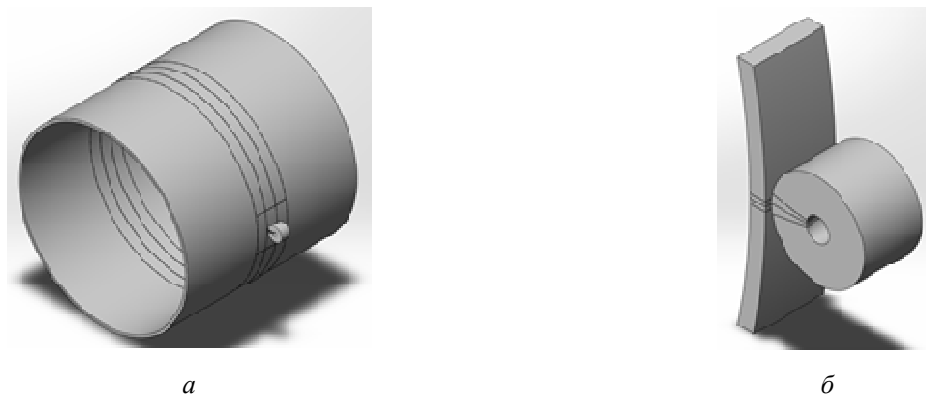


Рис. 3. Геометрична модель взаємодії ролика із трубопроводом:
а – загальний вигляд; б – фрагмент контактної взаємодії

Це дасть змогу розділити окремі секції трубопроводу на скінченні елементи різних розмірів, тобто сітку із малих розмірів отримати у місці контакту ролика із трубопроводом, а в інших місцях (секціях) трубопроводу обійтися сіткою максимальних розмірів. Такий прийом [4] дозволить знизити вимоги до обчислювальної техніки, тобто використати сучасний ПК.

Розглянемо довгомірну трубу діаметром 1020 мм та товщиною стінки 14 мм. Довгомірною буде труба такої довжини, за якої не здійснюється взаємний вплив напружень, що виникають від дії згинальних моментів на защемлених краях, або, як у нашому випадку, вплив цих крайових напружень на контактні напруження, що виникають у місці контакту ролика із трубою. Тобто згин, який виникає у місці контакту ролика і довгомірної оболонки, місцевий (локальний), і труба зазнає такого ж прогину в місці її контакту з роликом, як і аналогічна труба нескінченної довжини.

Окреме питання – секційність деталей складальної одиниці, тобто секційність труби та ролика. Зазвичай трубу та ролик доцільно виконувати як однорідні деталі. Однак у випадку контактної задачі існують деякі особливості.

По-перше, розмір скінченного елемента в зоні контакту повинен бути меншим від половини ширини площини контакту. Тільки тоді можна розраховувати на певну адекватність результатів розрахунків.

По-друге, процес розв'язування контактної задачі є нелінійним, оскільки площа контакту теж є шуканою величиною. Враховуючи великі розміри об'єкта досліджень та малі розміри його сітки, а також значну тривалість розрахунків нелінійного процесу (особливо з використанням якісної сітки), можна припустити, що жоден із сучасних ПК не впорається з цим. Тобто для розв'язання такої задачі треба залучити великі ЕОМ, що є певною проблемою, особливо стосовно доступності програмних продуктів, які реалізують метод скінченних елементів.

Зважаючи на це, деталі складальної одиниці геометричної моделі доцільно виконувати секційними (збірними), зв'язок між якими в розрахунковій моделі встановлюється як “Зв'язані” [4], що моделює таку деталь як суцільну. Однак можемо вказати на окрему секцію і встановити там

інші (значно менші) розміри сітки. Крім цього, великі секції можна “погасити”, тобто приховати, не відображати їх. Такі фрагменти розрахункової моделі беруть участь у розрахунках, але візуально не створюють завад щодо аналізу інформації.

На рис. 3, а подано геометричну модель взаємодії ролика із трубопроводом, деталі яких є секційними, а на рис. 3, б зображено цю саму модель, частина елементів якої “погашена”.

Розрахункова модель будується на основі геометричної моделі, містить дані про матеріали, обмеження, навантаження, зв'язки, характеристики контактних пар, однак геометрична модель є частиною розрахункової, і під час побудови геометричної моделі треба враховувати особливості розрахункових процесів, наприклад, секційність деталей.

Довжина (вздовж труби) основного фрагмента труби L має бути дещо більшою (на 10 мм) за ширину ролика, а ширина фрагмента (по колу труби) – дорівнювати кроку ланцюга підйомника, щоб зручно було визначати взаємний вплив між роликами. Крім цього, в середині основного фрагмента розміщуємо центральний фрагмент (рис. 4) такої самої довжини, але дещо ширший за площину контакту, значення якої є величиною невідомою.

Розрахункову модель контактної взаємодії ділянки трубопроводу із опорним роликом підйомального пристрою, розділену на сітку скінченних елементів – тетраєдрів високої якості, зображено на рис. 5.

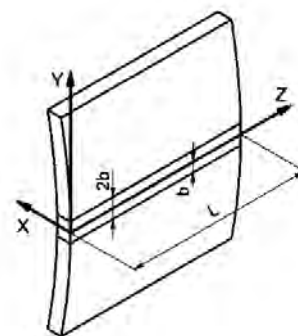
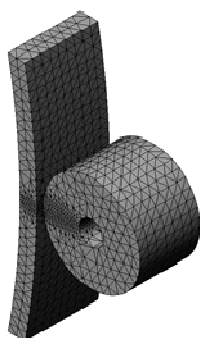
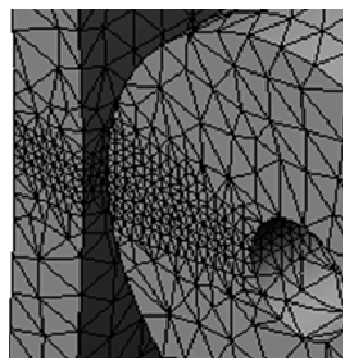


Рис. 4. Основний фрагмент контактної взаємодії та система його координат



а



б

Рис. 5. Розрахункова модель контактної взаємодії: а – контактна пара – основний фрагмент і ролик ($\Delta_{max}=7$ мм); б – ущільнена сітка центральних фрагментів труби та ролика ($\Delta_{min}=2$ мм)

Вибираючи розміри фрагментів, треба пам'ятати, що розмір центрального фрагмента труби (ролика) не повинен бути меншим від розміру площини контакту, ширина якої є невідомою шуканою величиною. Тому задачі такого типу розв'язують за декілька проходів – поетапним наближенням до сприятливого значення розв'язків.

Аналіз та інтерпретація результатів дослідження. Результат розрахунку – значення контактного тиску, що виникає між роликом та оболонкою, для описаної вище моделі за значення локального навантаження роликом 15 кН наведено на рис. 6.

Як видно із рис. 6, максимальні значення тиску рознесено від середини ширини площини, і від її країв. Сама ж ширина площини – між значеннями 8 і 9 мм. Дискретність сітки величиною 0,5 мм та симетрія площини не дають змоги точніше визначити її ширину, причому деяка асиметрія рисунка може бути ознакою недостатньої точності розрахунку.

Оскільки центральний фрагмент труби слугує для отримання сітки мінімальних розмірів, його повна ширина $2b$ (рис. 4) не може бути меншою за ширину площини контакту.

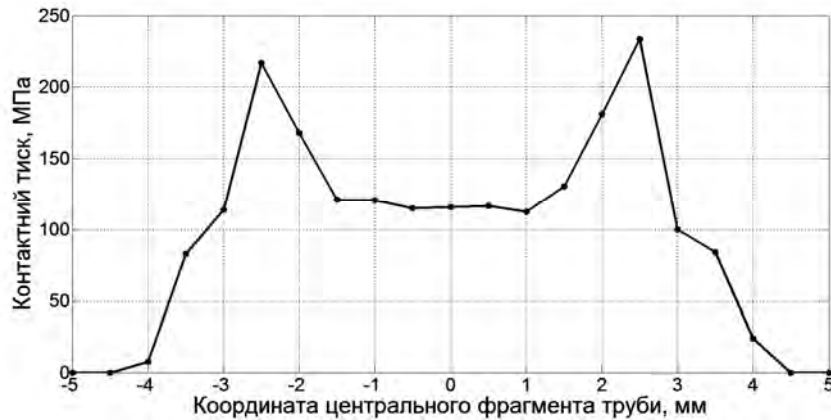


Рис. 6. Розподіл контактної тиску впоперек площини контакту (у місці його максимальних значень)

Аналіз точності обчислення. Як відомо [4], на точність розрахунків істотно впливають якість і щільність сітки скінченних елементів. Якісний скінченний елемент – це такий 10-точковий тетраедр (із проміжними вузлами на ребрах), у якому відношення найбільшої грані до найменшої менше ніж 1,5, і чим ближче це відношення до 1, то якісніший елемент. Під щільністю сітки скінченних елементів розуміють кількість елементів на якомусь характерному місці досліджуваного об'єкта, наприклад, кількість рядів елементів на галтелі торсіона або на зварному шві деталі. Стосовно нашого об'єкта це буде кількість рядів сітки на половині центрального фрагмента завширшки b .

Завдання визначення оптимальної щільності сітки скінченних елементів зводиться до розрахунку математичної моделі із центральними фрагментами різної ширини та розподілу кожного із них на різну кількість рядів сітки.

Іншою проблемою є відсутність точних значень напружень, які виникають під час взаємодії оболонки із жорстким циліндричним роликом. Однак, як відомо, об'ємний напружений стан тіла, який виникає внаслідок його контактної взаємодії з іншим тілом, характеризується наявністю трьох головних напружень, які зв'язані між собою залежностями:

$$S_1 = n_1 S_3; S_2 = n_2 S_3, \quad (1)$$

де S_1, S_2, S_3 – головні напруження; $n_1; n_2$ – допоміжні коефіцієнти. Враховуючи факт існування згину у випадку контактної взаємодії оболонки із жорстким циліндричним роликом та нехтуючи впливом дотичних напружень ($S_x = S_3; S_z = S_1; S_y = S_2$), перепишемо рівняння (1) для зовнішньої поверхні оболонки:

$$S_z = S_{z \text{ згину}} + n_1 S_x; S_y = S_{y \text{ згину}} + n_2 S_x, \quad (2)$$

де S_x, S_y, S_z – контактні, кільцеві та осьові напруження на зовнішній поверхні оболонки; $S_{z \text{ згину}}, S_{y \text{ згину}}$ – осьові та кільцеві напруження згину на внутрішній поверхні оболонки. Припускаючи, що величина напружень згину на зовнішній та внутрішній поверхнях оболонки однакова (центральный згин), та враховуючи те, що у випадку контакту оболонки із жорстким тілом $n_1 = n_2 = n$, рівняння (2) перепишемо так:

$$n S_x = S_z - S_{z \text{ згину}} = S_y - S_{y \text{ згину}}$$

Звідси:

$$(S_y - S_{y \text{ згину}}) - (S_z - S_{z \text{ згину}}) = 0. \quad (3)$$

Відносну похибку обчислень визначимо за формулою:

$$d = \left| \frac{(s_y - s_{y_{згину}}) - (s_z - s_{z_{згину}})}{(s_y - s_{y_{згину}})} \right| \times 100 \% . \quad (4)$$

Отже, моделюючи центральний фрагмент із двох симетричних частин завширшки b та визначаючи на ньому сітку якісних скінченних елементів із розміром грані тетраедра $\Delta = b$, виконуємо розрахунки, а результати вносимо в таблицю. Потім для цього самого фрагмента призначаємо нову сітку із розміром грані тетраедра $\Delta = b/2$, тобто на поверхні половини центрального фрагмента буде два ряди сітки. Після обчислень та заповнення таблиці для цього фрагмента робимо нову сітку із розміром грані тетраедра $\Delta = b/3$ і т.д. Оскільки половина ширини площадки контакту міститься в діапазоні від 4 мм до 4,5 мм (рис. 6), то попередньо візьмемо більше значення b і поступово наближатимемось до нього. Приймемо $b = 10$ мм; 8 мм; 6 мм; 5 мм; 4 мм. Результати розрахунків (похибку обчислень) для фрагментів завширшки b подано на рис. 7.

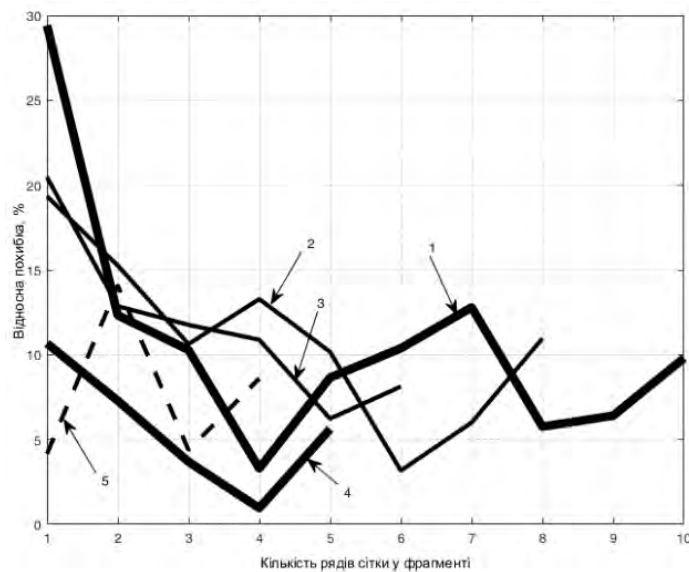


Рис. 7. Залежність значення похибки обчислень від розміру центрального фрагмента та кількості рядів сітки (1 – $b = 10$ мм; 2 – $b = 8$ мм; 3 – $b = 6$ мм; 4 – $b = 5$ мм; 5 – $b = 4$ мм)

Як видно із рис. 7, похибка обчислень за $b = 10$ мм має яскраво виражені мінімуми. Це ж можна сказати і про всі інші розміри фрагмента, однак із аналізу графічних залежностей випливає, що найкращого результату можемо досягти у випадку, коли ширина фрагмента максимально наближається до границі площини контакту, але не заходить на неї (крива 4).

Щодо оптимальної густини, то їй відповідають чотири ряди сітки на половині ширини площини контакту.

Аналіз сітки фрагмента завширшки 10 мм вказує на те, що крива має два мінімуми, а саме за $\Delta = 2,5$ мм ($\delta = 3,3$ %) та $\Delta = 1,25$ мм ($\delta = 5,76$ %), що відповідає чотирьом та вісьмом рядам сітки. Більше значення похибки спостерігається, коли сітка густа.

Крім того, за розміру сітки, близького до $\Delta = 2,5$ та $\Delta = 1,25$ мм, на всіх фрагментах спостерігаються мінімуми. Забігаючи наперед, зазначимо, що максимальні значення напружень – на чвертині ширини площини контакту, значення якої 2,5 мм.

Тобто оптимальні параметри сітки залежать як від абсолютних розмірів сітки, так і від відносних (кількості її рядів – густини). В обох випадках за ширини фрагмента $b = 10$ мм і $b = 5$ мм та розміру сітки $\Delta = 1,25$ мм густина сітки на половині площини контакту завширшки 5 мм однакова, а точність буде вищою там, де менше рядів сітки на фрагменті.

Отже, загальноприйняте твердження про те, що чим дрібніша сітка, тим точніший результат обчислень, у випадку контактних задач хибне.

Встановивши оптимальні параметри сітки, визначаємо параметри напружено-деформованого стану (НДС) трубопроводу.

НДС трубопроводу в місці його контактної взаємодії із роликом мобільного підйимального пристрою завширшки 50 мм зображено на рис. 8, де криві 1, 2 і 3 – відповідно перші, другі та треті головні напруження, а крива 4 – еквівалентні напруження, визначені за четвертою теорією міцності. На рисунку добре видно вплив країв жорсткого ролика на НДС оболонки.

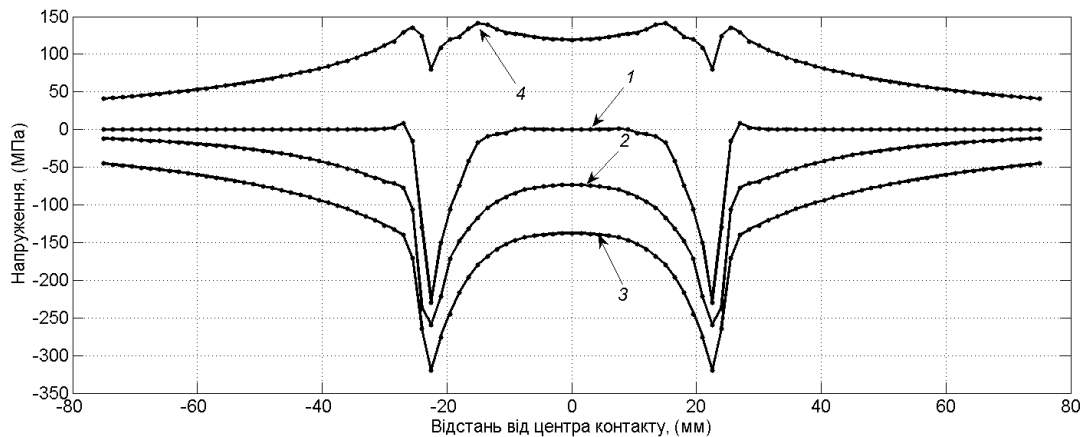


Рис. 8. Параметри напружено-деформованого стану трубопроводу вздовж площини контакту

Висновки. На основі запропонованої комп'ютерної моделі встановлено, що точність розрахунків напружено-деформованого стану локально навантажених ділянок МГ у зонах контактної взаємодії з жорсткими роликами залежить як від розмірів скінченних елементів, так і від розмірів фрагментів елементів моделі. Найкращої точності досягають у випадку, коли ширина центрального фрагмента циліндричної оболонки близька до ширини площини її контакту з роликом, а сам фрагмент розділено на вісім рядів якісної сітки. Порівняння згинальних напружень, одержаних експериментально [5], та відповідних їм напружень, визначених за допомогою комп'ютерного моделювання, вказує на незначну розбіжність отриманих результатів (від 5 до 8 %), що є задовільною для виконання інженерних розрахунків таких задач.

1. СОУ 60.3-30019801-007:2004. Стандарт організації України: Магістральні газопроводи. Неруйнівний контроль при капітальному ремонті. – К.: ДК “Укртрансгаз”, 2004. – 54 с. 2. ДСТУ–НБВ.2.3–21:2008. Визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами. – К.: Мінрегіонбуд України, 2008. – 88 с. 3. Пат. №73750 Україна, МПК F16L 55/18. Спосіб ремонту ділянок трубопроводів, розташованих на опорах балкових переходів / С. В. Харченко, Ю. Я. Новіцький. Опубл. 10.10.2012, бюл. №19, 2012. – 4 с. 4. Алямовский А. А. Инженерные расчеты в SolidWork Simulation / А. А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2011. – 464 с. 5. Новіцький Ю. Я. Забезпечення міцності локально навантажених довгомірних циліндричних оболонкових конструкцій: автореф. ... канд. техн. наук. – Львів, 2014. – 20 с.