

РОЗРАХУНОК ФОРМИ ПОВЕРХНІ ГУМОВОЇ МАНЖЕТИ ПЕРЕКРИВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ, ЯКА ПРИТИСКАЄТЬСЯ ДО ВНУТРІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ ТРУБИ

Ю.Г. Мельниченко

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 727138,
e-mail: srgg@nuing.edu.ua

Проведено аналіз конструкцій перекривальних пристроїв для ремонту магістральних трубопроводів без зупинки транспортування. Запропоновано удосконалену конструкцію перекривального пристрою та обґрунтовано його розміри. Запропоновано та обґрунтовано гіпотезу заміни шорсткої поверхні реальної труби еквівалентною. Наведено методику розрахунку напруженого стану гумової манжети перекривального пристрою внаслідок її притискання до поверхні, представленій регулярною сукупністю конусів. Наведено методику апроксимації механічних властивостей матеріалу манжети з метою їх використання у методиці розрахунку напружено-деформованого стану манжети. Встановлено залежність напружено-деформованого стану манжети від внутрішнього тиску, товщини та механічних властивостей матеріалу манжети.

Ключові слова: ремонт без зупинки транспортування, перекривальний пристрій, виточки, гума манжета

Проведен анализ конструкций отсоединяющих устройств для ремонта магистральных трубопроводов без остановки транспортировки. Предложена усовершенствованная конструкция отсоединяющего устройства и обоснованы его размеры. Предложена и обоснована гипотеза эквивалентной замены шероховатой поверхности реальной трубы эквивалентной. Приведена методика расчета напряженного состояния резиновой манжеты отсоединяющего устройства, возникающего при ее прижатии к поверхности, представленной регулярной совокупностью конусов. Приведена методика аппроксимации механических свойств материала манжеты с целью их использования в методике расчета напряженно-деформированного состояния манжеты. Установлена зависимость напряженно-деформированного состояния манжеты от внутреннего давления, толщины и механических свойств материала манжеты.

Ключевые слова: ремонт без остановки транспортировки, отсоединяющее устройство, утечки, резиновая манжета

The plugging devices design for hot tapping repair of the main pipelines was analyzed. An improved plugging device design was developed and its sizes were grounded. The hypothesis of replacement of the inner pipe surface by its equivalent configuration was also developed and grounded. The calculation procedure of the stress-strained state of the plugging device rubber cuffs due to their pressing to the surface, presented as a set of regular cones, was provided. The approximation methods for calculation of the cuff material mechanical properties were suggested to be used in the methodology for the cuff stress-strain state calculation. The dependence of the cuff stress-strained state on the internal pressure, thickness and mechanical properties of the cuff material was determined.

Keywords: hot tapping repair, plugging device, leaks, rubber cuff

Вступ

Новітні технології ремонту ділянок трубопроводів в основному передбачають здійснення робіт без зупинки транспортування продукту. Враховуючи високу вартість реалізації таких технологій, їх застосування виправдано для трубопроводів, якими транспортується продукція для вагатого споживача. Такими трубопроводами правомірно вважати магістральні газонафтопроводи, які експлуатуються за основним призначенням.

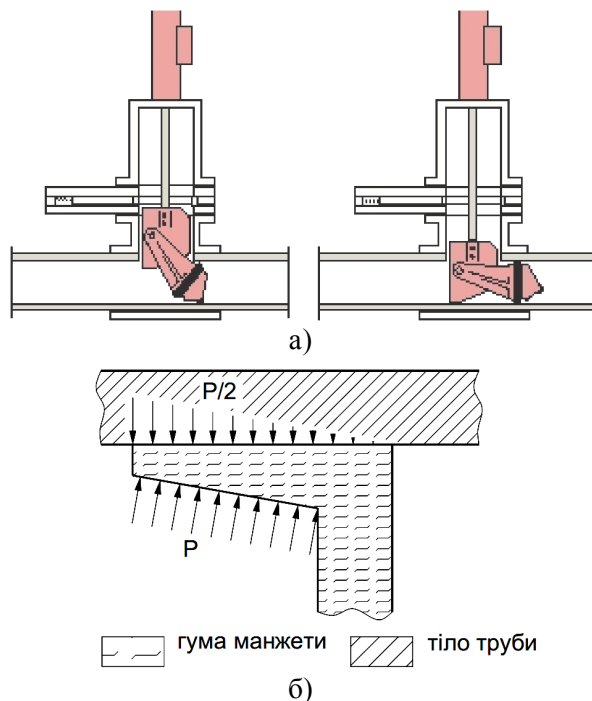
Практично кожна з численних технологій ремонту ділянки трубопроводу без зупинки транспортування передбачає відділення ремонтної ділянки від решти трубопроводу (частини трубопроводу, яку продовжують експлуатувати за основним призначенням). Як свідчить аналіз найновіших перекривальних пристроїв [1-3,5-7] їх конструкція постійно підлягає оновленню та удосконаленню. Це пояснюється складністю забезпечення герметичності їх роботи в реальних умовах експлуатації, що і вибрано за предмет приведеного дослідження.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій, в яких започатковано вирішення даної проблеми

Найпрогресивнішими технологіями ізолювання ремонтної ділянки трубопроводу є застосування спеціальних перекривальних пристроїв. Існує два основних способи доставки перекривальних пристроїв до місця їх роботи [1]: через спеціально приварений до стінки трубопроводу фланець і через камери запуску-приймання очисних пристроїв. Перекривальні пристрої, які встановлюються через камери запуску-приймання очисних пристроїв, мають ряд недоліків, основними з яких є:

- досить тривала доставка пристроїв в їх місце роботи;
- складність оцінки ефективності перекривання трубопроводу такими пристроями;
- необхідність підтримування відповідного режиму роботи газопроводу для безпечної доставки пристрою в місце його встановлення;
- імовірність пошкодження ущільнюючих манжет пристрою під час його руху в трубопроводі та ін.

Таким чином, у світовій практиці більшої популярності набули методи доставки перекривальних пристроїв через приварений до бічної поверхні труби фланець. Найвідомішою є впроваджена американською компанією T.D. Williamson технологія врізання в трубопровід під тиском та перекривання порожнини трубопроводу спеціальним запатентованим пристроєм Stopples [4] (рисунок 1, а).



а) загальний вигляд;

б) принцип роботи ущільнюючої манжети

Рисунок 1 – Конструкція пристрою для перекривання трубопроводу компанії T.D. Williamson

Герметизація здійснюється манжетою, «борода» якої витягнута в сторону середовища під тиском, тобто пролуктом (рисунок 1, б). Зовнішня поверхня бороди манжети притискається до внутрішньої стінки труби. Внутрішня поверхня бороди манжети контактує з продуктом вільно, в той час як доступ продукту до зовнішньої поверхні бороди манжети обмежений. Утворюється різниця тисків, завдяки якій манжета зовнішньою поверхнею бороди притискається до внутрішньої стінки труби, чим і забезпечується її герметичність [5].

Згідно відомостей виробника даних пристроїв, вони можуть витримувати перепад тиску до 7 МПа що є достатнім для використання їх в умовах магістрального транспортування нафти і газу. В той же час до цих пір проводяться дослідження з метою підвищення герметичності манжет такої конструкції, зокрема запропоновано такі рішення:

- збільшено кількість перекривальних головок до двох, або навіть трьох [5,7];
- збільшено силу притискання манжет до стінки труби за рахунок примусової герметизації манжет сторонніми засобами [6].

У найновішому патенті серед досліджених запропоновано поєднати ці два способи [7]. При цьому пропонується здійснювати примусову герметизацію трубопроводу на другій зі сторони середовища під тиском манжети, на першій манжеті здійснюється герметизація внутрішнім тиском.

Виділення не вирішених раніше частин проблеми

В патентах на згадані пристрої відсутня інформація щодо зусилля, з яким герметизуючі манжети повинні притискатись до внутрішньої поверхні реальної труби. Водночас згадане зусилля повинно бути підібране оптимальним, виходячи з наступних умов:

- максимальне його значення обмежується зоною пружної деформації манжети, міцністю труби, а також міцністю каналів передачі даного зусилля від джерела енергії безпосередньо манжети;

- мінімальне значення обмежується умовою забезпечення герметичності манжети.

У всіх розглянутих працях примусова герметизація манжети пропонується шляхом виконання герметизуючої манжети у вигляді порожнинної гумової прокладки, внутрішня порожнина якої наповнюється повітрям або іншим робочим тілом у газоподібному чи рідкому стані [6,7]. На наш погляд така конструкція манжет має суттєві недоліки, основними з яких є:

- підвищена імовірність витoku робочого тіла через шарнірні з'єднання жорстких гідравлічних (пневматичних) ліній;

- складність конструкції високонапірних гнучких гідравлічних (пневматичних) ліній;

- необхідність створення високого тиску робочого тіла для забезпечення примусової герметизації манжети;

- відсутня можливість використання потенціальної енергії середовища під тиском для герметизації манжети тощо.

На нашу думку оптимальною конструкцією перекривального пристрою є поєднання манжети з виступами і порожнинної манжети (перша головка з сторони середовища під тиском має манжету з виступами, а друга – має тороподібну манжету), однак на манжеті з виступами необхідно передбачити певні конструктивні рішення стосовно підвищення ефективності прилягання манжети до внутрішньої стінки труби.

Мета дослідження полягає в удосконаленні конструкцію перекривальних пристроїв Stopples компанії T.D. Williamson з метою забезпечення необхідного зусилля притискання манжети до внутрішньої стінки труби. Для обґрунтування цього зусилля виникає необхідність у побудові та розв'язанні математичної моделі напруженого стану гуми, яка прискається до реальної шорсткої поверхні труби з метою обґрунтування сили, з якою манжета повинна притискатись до внутрішньої стінки труби для гарантованого забезпечення герметичності манжети.

Основні результати дослідження

Розробка нової конструкції перекривального пристрою

Як доказано вище, конструкції пристроїв для тимчасового перекриття порожнини трубопроводу потребують удосконалення. Найбільшого ужитку здобули пристрої, виконавчою ланкою яких є рідина або газ. Газоподібне середовище в якості робочого тіла вибрано вдало, оскільки при наявності витоків робочого тіла підтримати тиск у манжеті просто за рахунок з'єднання порожнини манжети з ресивером. Водночас, для утримання тиску в ресивері на необхідному рівні потрібно забезпечити постійну готовність компресора. Деякі види ремонтних робіт на магістральних газонафтопроводах вимагають значних затрат часу. Таким чином, існує потреба в розробці перекривальних пристроїв, конструкція яких допускала утримання середовища під тиском без постійного нагляду за роботою пристрою обслуговуючим персоналом. З огляду на приведений аналіз метою проведеного дослідження стало встановлення допустимих параметрів роботи перекривальних пристроїв залежно від їх конструкції та умов роботи та удосконалення конструкції пристроїв з метою усунення необхідності постійного контролю з боку обслуговуючого персоналу за їх герметичністю.

Така задача розв'язана шляхом обладнання перекривальної головки поршнем (рисунок 2).

Поршень рухається вздовж осі циліндра під дією гідравлічного тиску масла, яке подається через штуцери в головній частині циліндра. Переміщуючись поршень штовхає штоки, які розтискають підшви в радіальному напрямку. За рахунок цього збільшується сила притискання манжети до поверхні труби, що повністю виключає витіки продукту через манжети.

Сила притискання підшви штоку до поверхні манжети залежить від довжини штоку, кута нахилу штоку у початковому положенні, початкового діаметра манжети та механічних властивостей матеріалу манжети і визначається за формулою

$$P = \frac{(1 - \sin \alpha) \cdot l - \frac{D_{\text{вн}} - D_{\text{вн.манж.}}}{2}}{h_0} \cdot E \cdot F_{\text{осн.підп'ятн.}} \quad (1)$$

де l – довжини штоків;

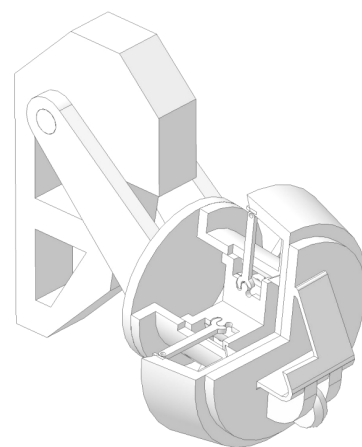
α – початковий кут нахилу штоків до осі поршня;

$D_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу;

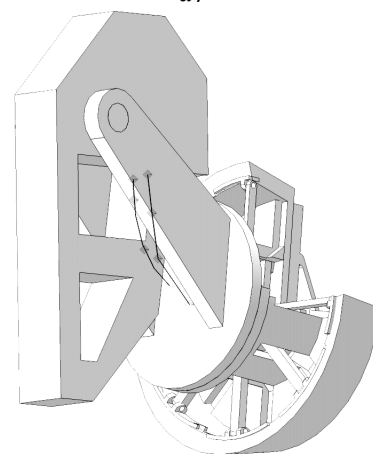
$D_{\text{вн.манж.}}$ – внутрішній діаметр виступу («бороди») манжети у перерізі встановлення підп'ятників;

h_0 – товщина виступу манжети у перерізі встановлення підп'ятників;

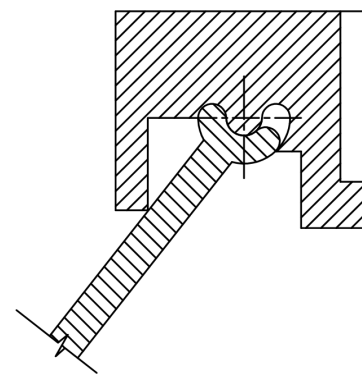
E – модуль пружності гуми, з якої виготовлено манжету.



а)



б)



в)

а) – вигляд спереду та розріз; б) – вигляд ззаду;
в) – вузол з'єднання поршня із штоками, які розтирають манжети

Рисунок 2 – Модель удосконаленого перекривального пристрою

Таким чином, змінюючи кут нахилу штоку до осі у початковому стані поршня та змінюючи довжину штоків, ми можемо змінювати силу притискання манжети до поверхні труби. Постає питання у визначенні необхідного зусилля, з яким повинна притискатись гумова манжета до внутрішньої стінки труби, щоб забезпечити її герметичність. По своїй суті це зусилля відповідає такому, при якому поверхня гуми деформується таким чином, щоб вона заповнила

впадини шорсткої поверхні труби до такої міри, що вони не формують систему мікроканалів для фільтрації у щілині між поверхнею манжети та шорсткою поверхнею труби середовища під тиском. Для визначення поверхні гумової манжети після притискання її із заданим наперед зусиллям до шорсткої поверхні труби необхідно побудувати методику математичного моделювання її форми виходячи із базових закономірностей із курсу «Опір матеріалів», які можуть бути застосовані для гуми, як пружного тіла.

Підсумовуючи сказане, встановлено, що результатом математичного опису процесу взаємодії манжети перекирвального пристрою, середовища під тиском та стінки труби повинні стати залежності, які повинні визначати форму поверхні гумової манжети при її взаємодії з реальною шорсткою поверхнею труби та напруження, з якими манжета притискається до кожної точки реальної поверхні труби.

Виведення даних залежностей проводиться за наступними етапами:

- визначення форми поверхні манжети при взаємодії з одиночною матеріальною точкою із заданим зусиллям;
- визначення форми поверхні манжети з урахуванням накладання дії кількох сусідніх матеріальних точок.

Моделювання взаємодії поверхні манжети з одиночною матеріальною точкою

Дану задачу доцільно розв'язувати у двомірному просторі.

Розглянемо поверхню гумової манжети, яка взаємодіє з одиночною матеріальною точкою у вигляді круга діаметру d_{MT} з певним зусиллям (рисунок 3).

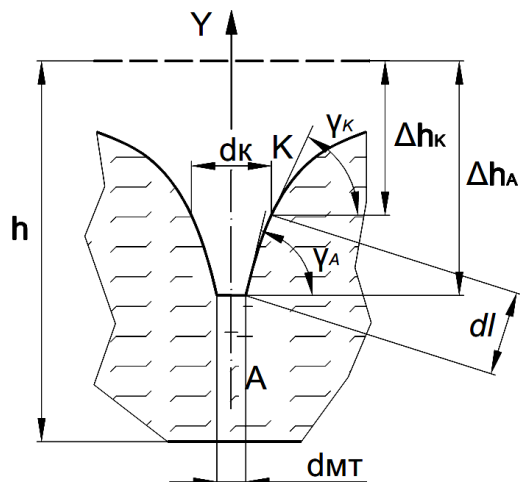


Рисунок 3 – Деформація поверхні гуми під час взаємодії з одиночною матеріальною точкою

Розглянемо точку A на контурі матеріальної точки. Ця точка характеризується діаметром горизонтального перерізу поверхні гуми, який рівний діаметру матеріальної точки $d_A = d_{MT}$, та глибиною вертикальної деформації поверхні гуми Δh_A . В межах контуру матеріальної точки

на поверхню гуми діє стискальне напруження, значення якого залежить від навантаження, яке зосереджене в матеріальній точці та вибраного діаметру матеріальної точки. За законом Гука стискальне напруження в точці A визначається за формулою [8]

$$\sigma_A = E \cdot \frac{\Delta h_A}{h}, \quad (2)$$

де E – модуль пружності під час стиску гуми, з якої виготовлена манжета;
 h – товщина гумової манжети у нестисненому стані.

За межами контуру – стискальне напруження відсутнє. Рівноважний стан поверхні гуми за межами контуру матеріальної точки забезпечується дією напруження зсуву τ_A , значення якого рівне різниці стискальних напружень з обох сторін поверхні, на якій ці напруження оцінюються. Цією поверхнею є вертикальний переріз гуми по контуру матеріальної точки. Тоді справедлива рівність

$$\tau_A = \sigma_A. \quad (3)$$

Відома залежність для напружень зсуву [8]

$$\tau_A = G \cdot \operatorname{tg}(\gamma_A), \quad (4)$$

де G – модуль пружності при зсуві, для промислових гум прийнято $G=0,35-2$ МПа [9];

γ_K – кут вертикальної деформації поверхні в точці A (див. рисунок 3).

Здійснивши певні перетворення, отримаємо

$$\operatorname{tg}(\gamma_A) = \frac{E}{G} \cdot \frac{\Delta h_A}{h}. \quad (5)$$

Для гумової манжети, яка притискається до внутрішньої поверхні трубопроводу за рахунок тиску середовища справедлива залежність

$$\sigma_A = p, \quad (6)$$

де p – внутрішній тиск у трубопроводі. Тоді формула (5) для точки A матиме вид

$$\operatorname{tg}(\gamma_A) = \frac{p}{G}, \quad (7)$$

а з формули (2)

$$\Delta h_A = \frac{p \cdot h}{E}. \quad (8)$$

Розглянемо вертикальний переріз товщини гумової манжети у місці контакту манжети з матеріальною точкою (рисунок 3). Замінімо лінію, яка відображає контур поверхні гумової манжети на вертикальній площині елементарними однаковими відрізками dl вибраної довжини. Довжина вибирається таким чином, щоб криву контуру поверхні гуми можна було замінити сукупністю прямолінійних відрізків dl без втрати точності. При відомому значенні dl і γ_A

$$\Delta h_K = \Delta h_A - dl \cdot \sin \gamma_A. \quad (9)$$

У точці K діятиме напруження стиску, значення якого менше за рахунок того, що $\Delta h_K < \Delta h_A$. Запишемо формулу (5) для точки K . Далі послідовним записом рівняння (9) та (5) для кожної точки між відрізками dl знаходимо

значення величин γ та Δh у цих точках. Ці дві величини характеризують форму поверхні гуми при взаємодії її з матеріальною точкою.

Вплив характеристик матеріалу на напружений стан манжети

Для промислових гум модул пружності при зсуві правомірно вважати сталою величиною в межах значень $tg(\gamma_A) \leq 1$ [10].

Що стосується модуля пружності при стику, то для його оцінки необхідно проаналізувати зразок гуми, який піддається стику, за наступними критеріями:

- методи закріплення опорних поверхонь зразка (спосіб їх взаємодії з середовищем);
- форма самого зразка.

Та частина виступу манжети, яка вільно контактує з середовищем під тиском має можливість руху в дотичному напрямі до своєї поверхні, внаслідок чого відбувається її деяке розширення [10]. Внаслідок високого коефіцієнта тертя між гумою і металом істотні дотичні деформації протилежної поверхні виступу манжети можуть мати місце лише за наявності дуже гладкої і змащеної внутрішньої поверхні трубопроводу, що в реальних умовах не відповідає дійсності. Необхідно зазначити також, що при наявності змащування лінійна залежність між питомим навантаженням і деформацією збережеться при значних відносних деформаціях, що досягають $\frac{\Delta h_A}{h} = 0,3-0,4$. У деталях із закріпленими торцями цю залежність можна вважати лінійною лише в межах відносної деформації $\frac{\Delta h_A}{h} = 0,1-0,15$.

Для умовного напруження стику при невеликих деформаціях справедлива наступна залежність

$$\sigma_A = E \left(\frac{1}{\lambda} - 1 \right), \quad (10)$$

де $\lambda = \frac{h - \Delta h_A}{h}$ - ступінь стику деталі;

E - модуль пружності при малих деформаціях (для малих деформацій ця величина є постійною).

Внаслідок наявності крайового ефекту на торцях гумового зразка теоретичне визначення залежності між стискальними навантаженнями і деформаціями стику є проблематичним. Як свідчать дослідження [8], при одноосьовому стику зі значними деформаціями навантаження пов'язане з деформацією наступною наближеною формулою:

$$\sigma_A = \frac{1}{3} E \left(\frac{1}{\lambda^2} - \lambda \right). \quad (11)$$

У випадку малих деформацій ця формула приймає звичний вигляд, що впливає з наявності лінійної залежності між силою і деформацією формула (2).

В загальному випадку, зразок гуми, що піддається одноосному навантаженню між двома сухими плитами пресу, сприймає (в напрямку, перпендикулярному до навантаження) двовісне розтягнення, а по поверхні плит поблизу них, внаслідок виникнення тертя – зсув [10]. Спільний ефект стиснення, двовісного розтягу та зсуву веде до вигину (випучування) бічної поверхні зразка. Вертикальна вісь зберігає своє положення, але лише за умови обмеженої висоти зразка, наприклад при $h_0/d_0 = 1,5$, тут h_0 , d_0 – відповідно висота та діаметр циліндричного зразка. У зразках великої висоти спостерігається повздовжній вигин і зразок, втрачаючи стійкість, іноді вислизає з міжплитного простору. Найбільше напруження розтягування створюється в перерізі посередині висоти зразка на його периферії. У центрі опорних поверхонь на зразок діє тривісний стиск.

Пошук розрахункової залежності напруження - деформація стику при сухому терті ускладнюється через неоднорідність розподілу нормальних напружень і виникнення об'ємних напружень, пов'язаних з формою і габаритами зразка. В якості умовного узагальнюючого фактора впливу форми зразка гуми на розподіл напружень в ньому прийнято коефіцієнт форми Φ . Під коефіцієнтом Φ розуміють відношення опорної поверхні зразка до тієї чи іншої її частини, зазвичай, до повної бічної поверхні. Звідси для кільцевих циліндрів Φ має таке значення

$$\Phi = 0,25 \cdot \frac{d_2 - d_1}{h_0} = 0,5 \cdot \frac{b}{h_0}, \quad (12)$$

де d_1 і d_2 - внутрішній і зовнішній діаметри циліндра;

h_0 і b - висота і товщина стінки циліндра.

Для прямокутних зразків

$$\Phi = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b) \cdot h_0}, \quad (13)$$

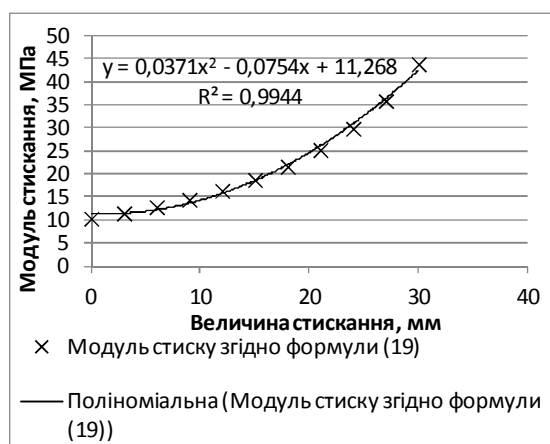
де a , b – відповідно довжина та ширина прямокутної опори гумового зразка, при чому $a > b$;

h_0 – висота прямокутного зразка.

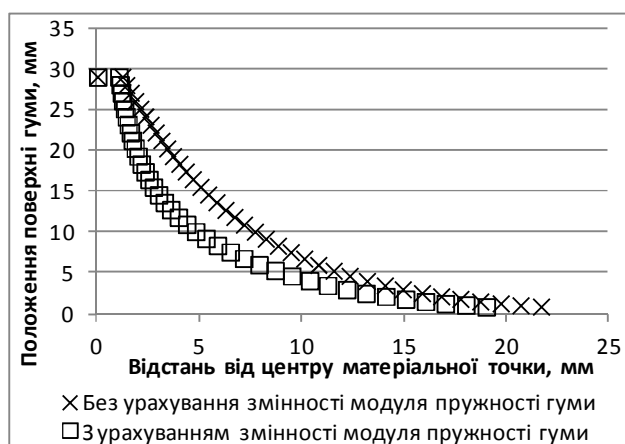
Для вирішення завдання пошуку розрахункової залежності напруження - деформація стику при сухому терті може бути прийнятий такий загальний метод [9]. Допускається (рисунк 3), що при рівних напруженнях f між величиною відносної висоти зразка при стисненні в умовах сухого тертя $\lambda_{\text{сух.мп.}}$ і величиною відносної його висоти λ при стисненні зі змащуванням опорних поверхонь є постійна залежність, що виражається коефіцієнтом утрудненості ковзання M [11]

$$M = \frac{\lambda_{\text{сух.мп.}} - \lambda}{1 - \lambda} = \frac{\varepsilon - \varepsilon_{\text{сух.мп.}}}{\varepsilon}. \quad (14)$$

Для серії однотипних, але різногабаритних зразків цей коефіцієнт можна знайти експериментально і пов'язати його з коефіцієнтом форми Φ в табличній або графічній залежності. Як видно з експериментальних даних [11], залежність M від Φ нелінійна і відповідає двом кривим, які переходять одна в іншу при



а)



б)

а) моделювання зміни модуля стиснення гуми внаслідок стиснення зразка;
б) роль врахування змінності модуля стиснення гуми

Рисунок 4 – Параметри деформації поверхні гуми для контрольного розрахунку

$\Phi = 1,35$. Ці криві досить близько описуються наступними рівняннями

$$M_{\Phi < 1,35} = 0,339 \cdot \Phi^{0,95}; \quad (15)$$

$$M_{\Phi \geq 1,35} = 0,417 \cdot \Phi^{0,241}. \quad (16)$$

З рівняння (14) знаходять відносну висоту λ зразка, який стискається зі змащуванням опорних поверхонь мастилом

$$\lambda = \frac{\lambda_{\text{сух.тп.}} - M}{1 - M}. \quad (17)$$

Тепер від рівняння (10) стиснення з тертям зі змащуванням можна перейти до рівняння стиснення при сухому терті. Для цього в рівнянні (10) досить замінити λ позначенням з рівняння (17)

$$f_{\text{сух.тп.}} = E \cdot \frac{\lambda_{\text{сух.тп.}} - 1}{\lambda_{\text{сух.тп.}} - M}, \quad (18)$$

звідки

$$E_f = E \cdot \frac{1 - M}{(\lambda_{\text{сух.тп.}} - M)^2}. \quad (19)$$

Проаналізувавши формулу (19) видно, що значення модуля пружності гуми при стиску залежить від величини стиску, вираженої величиною $\lambda_{\text{сух.тп.}}$, формою поверхні гумового зразка (вираженої величиною M) та матеріалом гуми, вираженого величиною E . Тому для визначення значень модуля пружності гуми при стиску необхідно застосувати метод послідовних наближень.

Контрольний розрахунок взаємодії манжети з одиночною матеріальною точкою

Проведемо контрольний розрахунок форми поверхні гуми при взаємодії її з окремою матеріальною точкою за наступними вихідними даними: модуль пружності при зсуві – 1 МПа; внутрішній тиск у трубопроводі (з яким манжета притискається до стінки труби) – 5 МПа; товщина манжети – 60 мм; відстань між суміжними концентричними в центрі матеріальної

точки колами, на які розбивається деформована поверхня гуми – 1 мм; діаметр матеріальної точки – 1 мм.

Визначатимемо за формулою (19) модуль стиснення гуми для стиснення манжети до відносної товщини рівної 0,5 (залишкова товщина – 30 мм). По отриманих значеннях модуля стиску побудуємо поліноміальне рівняння регресії другого порядку для його моделювання (рисунок 4,а)

$$E = 0,0371h^2 - 0,0754h + 11,268. \quad (20)$$

За методикою, приведеною у розділі 1, проводимо розрахунок форми поверхні гуми внаслідок прикладання до неї нормального навантаження згідно вихідних даних контрольного розрахунку. Профіль нормального перерізу гуми зображено на рисунок 4, б. При цьому розрахунок проводився для сталого значення модуля стиснення, рівного 10 МПа, та для модуля стиснення, визначеного за рівнянням регресії. З рисунку видно, на скільки впливає змінність модуля пружності під час стиснення гуми на результати розрахунку її стиснення.

Для даного режиму навантаження манжети побудуємо розподіл величини $tg(\gamma)$ залежно від відстані між поточною точкою визначення $tg(\gamma)$ та віссю матеріальної точки за формулою (5) з урахуванням (20) (рисунок 5).

Апроксимуємо цю залежність рівнянням регресії степеневого типу, отримаємо залежність:

$$tg(\gamma) = 21,717 \cdot x - 1,6744. \quad (21)$$

Таким чином, задавшись вихідним значенням навантаження на поверхню гуми P і в залежності від властивостей матеріалу, відображених у величинах E і G , можна отримати розподіл значень кута нахилу поверхні гуми до вертикалі в радіальному напрямку від радіальної відстані до точки прикладання сили P .

Проаналізуємо залежність форми деформованої поверхні манжети від тиску в трубі (рисунок 6, а) та від товщини манжети (рисунок 6, б).

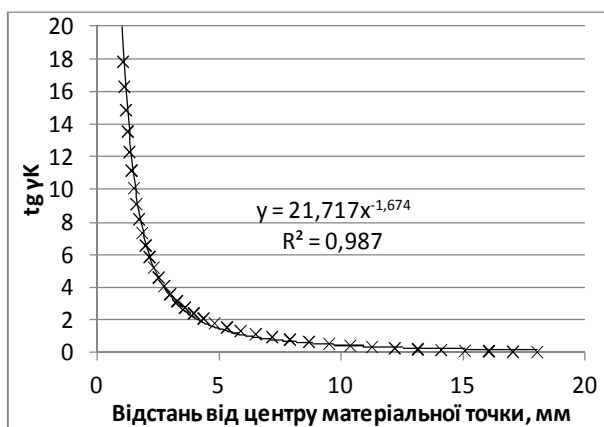


Рисунок 5 – Залежність тангенса кута нахилу деформованої поверхні гуми до горизонту

Із графіків видно, що кут деформації поверхні манжети γ на контурі матеріальної точки практично не залежить від товщини манжети, однак однозначно залежить від тиску, з яким манжета притискається до внутрішньої стінки труби.

Визначення форми поверхні манжети при взаємодії з двома сусідніми матеріальними точками

Якщо поверхня гуми притискається з однаковою силою до двох ідентичних матеріальних точок (рисунок 7), то для точки K , яка знаходиться між ними, кут γ_K визначатиметься впливом обох точок.

На наш погляд, кут γ_K необхідно визначати по аналогії з алгоритмом для одиночної матеріальної точки (розділ 1). Однак напруження зсуву для цієї точки зумовлене впливом обох матеріальних точок. Якщо в точці K провести нормальний до недеформованої поверхні манжети переріз так, щоб його площина була перпендикулярна площині нормального перерізу через вершини 1 і 2, то дія двох матеріальних точок прикладена до різних поверхонь, утворених цим перерізом. Напрямок дії напружень зсуву на обох поверхнях для дії окремих точок однаковий, значить по контакту цих площин одні напруження зсуву послаблюють інші. Відпові-

дно, напруження зсуву, яке виникає між цими поверхнями, буде рівне різниці напружень зсуву, які створюються кожною з цих точок окремо. Тому формула (4) для точки K матиме вигляд

$$\tau_K = \tau_{K1} - \tau_{K2}, \quad (22)$$

де τ_{K1} і τ_{K2} - напруження зсуву, які діяли б в точці K , якби на точку K діяла виключно матеріальна точка 1 і 2 відповідно.

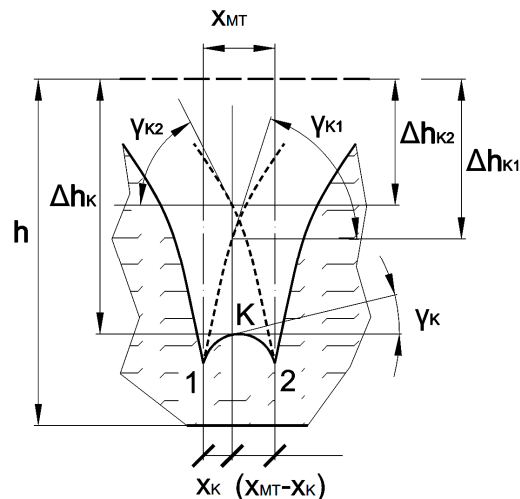


Рисунок 7 – Відображення форми поверхні гумової манжети на нормальному перерізі через вершини двох однакових матеріальних точок, які притискаються до манжети

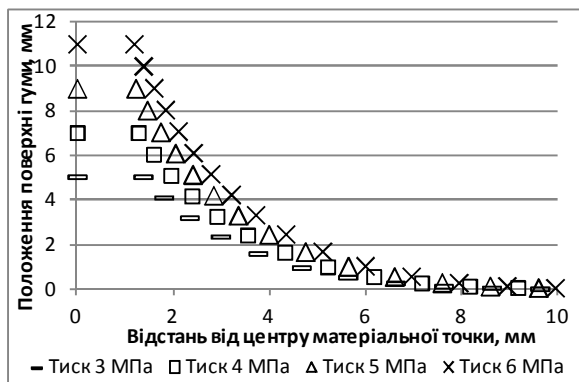
Контрольний розрахунок взаємодії манжети з двома матеріальними точками

З врахуванням (4), (21) і (22) отримаємо

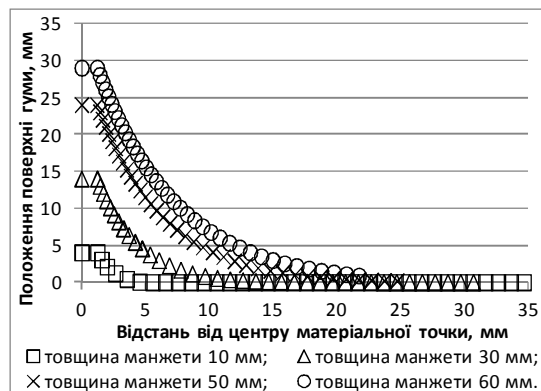
$$\begin{aligned} tg \gamma_K &= tg \gamma_{K1} - tg \gamma_{K2} = \\ &= 21,717 \cdot (x_K^{-1,6744} - (x_{MT} - x_K)^{-1,6744}). \end{aligned} \quad (23)$$

Використовуючи формулу (22) та вихідні дані для контрольного розрахунку притискання одиничної матеріальної точки, побудовано розраховану форму поверхні манжети при її взаємодії з двома матеріальними точками, відстань між якими складає 10, 5 і 1 мм (рисунок 8).

Таким чином, отримано метод прогнозування форми поверхні гумової манжети при взаємодії із двома матеріальними точками.



а)



б)

а) – від внутрішнього тиску у трубі (товщина манжети стала і рівна 20 мм);
б) – від товщини гумової манжети (тиск у трубопроводі сталий і рівний 5 МПа)

Рисунок 6 – Залежність форми поверхні деформованої гуми від умов роботи

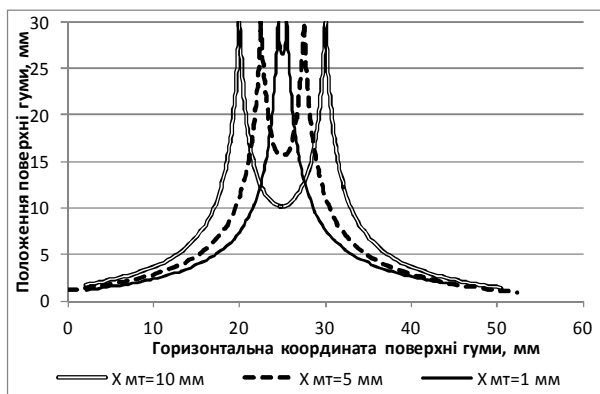


Рисунок 8 – Параметри деформації поверхні гуми під час взаємодії з двома матеріальними точками для контрольного розрахунку

Як видно із рисунка, форма поверхні гуми між сусідніми матеріальними точками і при взаємодії із однією матеріальною точкою у безпосередній близькості від матеріальної точки змінюється незначно. Тому для визначення форми поверхні манжети при її взаємодії із шорсткою поверхнею труби достатньо проаналізувати взаємодію поверхні гуми із однією матеріальною точкою у формі виступу. Для полегшення розрахунків з достатньою точністю можна припустити, що форма виступів є конічною.

Висновки

У статті наведено методику розрахунку форми поверхні гумової манжети в разі притискання її до ряду матеріальних точок. Відома форма деформованої поверхні гумової манжети під час притискання до матеріальних точок дає змогу визначити розподіл напружень, з яким поверхня манжети притискається до поверхні мікронерівностей шорсткої внутрішньої стінки труби. Тоді, методом перебору, можна підібрати таке зусилля притискання манжети до внутрішньої стінки труби, для якого напруження притискання поверхні манжети до впадин мікронерівностей буде рівною тиску продукту у трубопроводі. Це зусилля правомірно вважати мінімально-необхідним зусиллям для забезпечення гарантованої герметичності ущільнюючої манжети.

Значення проведених досліджень для науки та техніки

Такий аналіз дозволяє здійснити наукове обґрунтування доцільності удосконалення конструкції існуючого перекривального пристрою Stoppie компанії T.D. Williamson та визначити конструктивні розміри запропонованого удосконаленого перекривального пристрою.

Література

1 Обоснование возможности восстановления несущей способности газопроводов без остановки транспорта газа / В.М. Шарыгин, А.Н. Тильков и др. // Научно-технический сбор-

ник Вести газовой науки. – 2014. – № 1(17). – С. 77-84.

2 Double block and bleed isolation [Pipeline Pigging and Integrity Management Conference], (Marriott Westchase Hotel, Houston, USA, 8-9 February, 2012). - Houston, USA: Clarion Technical Conferences and Tiratsoo Technical, 2012. Режим доступу: <http://www.statsgroup.com/downloads/wp/DBBPipelineIsolationPaper.pdf>

3 Misajon G. Special report: Advanced isolation technology allows subsea valve replacement without purge / Gerald Misajon, Rolf Gunnar Lie // Oil and gas journal. - 05/02/2011. - Volume 109, Issue 18. Режим доступу: <http://www.ogj.com/articles/print/volume-109/issue-18/transportation/special-report-advanced-isolation-technology-allows-subsea.html>.

4 Pipeline Hot Tapping Stopping & In-service Welding: International Pipeline Conference 2002 by William Jarvis, P.Eng, BSc. (Eng) Hons. Senior Staff Engineer Williamson Industries Inc Edmonton, Alberta & Georgetown, Ontario, Canada. Режим доступу: http://pipingdesign.com/download/hot-tapping_stopping.pdf

5 Пат. 7841362 США, МПК F16 L 55/11 Double block and bleed plug/ Kenneth L Yeazel, Gregory L. Puckett, Richard L. Goswick, Assignee TDW Delaware, Inc. – № 11/936182; filed 07/11/2007; date of patent 30/11/2010.

6 Пат. 7849882 США, МПК F16 L 50/10 Double plug head for plugging pipe / Woo Kag Lee, Mee Ho Song, Assignee Donghua Industry Co. Ltd – № 12/776735; filed 10/05/2010; date of patent 14/12/2010.

7 Пат. 2009/0114302 США, МПК F16 L 55/124, F16 L 55/132, F16 K 24/02 Double block and bleed plug / Kenneth L Yeazel, Gregory L. Puckett, Richard L. Goswick, Assignee TDW Delaware, Inc. – № 12/256150; filed 22/10/2008; date of patent 07/05/2009.

8 Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с. – ISBN 5-12-000299-4.

9 Расчеты и конструирование резиновых технических изделий и форм [Текст] : [учеб. пособие для хим.-технол. спец. вузов] / В.А. Лепетов. - Л. : Химия. Ленингр. отд-ние, 1972. - 310 с.

10 Потураев В. Н. Резиновые и резино-металлические детали машин / В. Н. Потураев. – М.: Машиностроение, 1966. – 300 с.

11 Общая характеристика резиновых технических изделий. Резинотехнические изделия. Режим доступу: http://mirrti.com/?page_id=414

Стаття надійшла до редакційної колегії 02.03.15

Рекомендована до друку професором Грудзом В.Я. (ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ) канд. техн. наук Драгілевим А.В. (ІПІ «Інжинірингові технології», м. Київ)