

урахуванням втрат енергії на тертя / В.О. Малащенко, О.Р. Стрілець, В.М. Стрілець // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". – 2012. – №730. – С. 73–80. 6. Стрілець О.Р. Амортизаційні і демпфуючі властивості пружних шпонкових з'єднань / О.Р. Стрілець // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування "Технічні науки": зб. наук. пр. – Рівне: НУВГП, 2012. – Вип. 1(57). – С. 118–124. 7. Пат. 2094763 Россія, МПК G 01 M 13/00. Стенд для испытаний упругих призматических шпонок / Стрелец В.Н.; заявитель и обладатель патента Стрелец Владимир Николаевич. – №5004124/28; заявл. 07.08.91; опубл. 27.10.97, Бюл. №30, 1997 г. 8. Пат. 50704 Україна, МПК G 01 M 13/00. Стенд для дослідження пружних шпонкових з'єднань // Стрілець О.Р., Малащенко В.О., Стрілець В.М.; заявник і власник патенту Національний університет водного господарства та природокористування. – и №200912119; заявл. 25.11.09; опубл. 25.06.10, Бюл. №12, 2010 р.

УДК621.85-77

Ю.Я. Новіцький

Національний університет "Львівська політехніка",
кафедра опору матеріалів

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У ДОВГОВИМІРНІЙ ЦИЛІНДРИЧНІЙ ОБОЛОНЦІ, ЗУМОВЛЕНИХ ВЗАЄМОДІЄЮ З ОПОРНИМ РОЛИКОМ

© Новіцький Ю.Я., 2013

Проналізовано напружений стан циліндричної оболонкової конструкції в умовах взаємодії з опорним роликом з метою обґрунтування параметрів підйомального пристрою для проведення ремонту опор наземних переходів магістральних трубопроводів. Наведено експериментальні значення кільцевих напружень, що виникають у місцях контакту роликів з довговимірною циліндричною оболонкою, та порівняно з розрахунковими значеннями.

The strained condition of a cylindrical shell structure in interaction with the support roller is analyzed in order to justify the lifting device parameters for the maintenance of bearings of overground passages of trunk pipelines. Experimental values of circular strains that occur in the places of rollers' contact with the elongated cylindrical shell are given and compared with the calculated values.

Вступ. Магістральні газопроводи високого тиску – це комплекс інженерних споруд, призначених для транспортування природного газу від місця його видобутку до споживачів або газосховищ. Газотранспортна система України включає розгалужену мережу магістральних газопроводів, які експлуатуються вже близько сорока років і належать до об'єктів підвищеного ризику. Основна частина магістрального газопроводу знаходиться під шаром землі, де труби добре захищені від корозії. Однак у болотистих місцях, над ріками та ярами ділянки трубопроводів встановлюють на спеціальних опорах над поверхнею землі і їх називають наземними переходами магістрального трубопроводу.

Наземні переходи є проблемним місцем газопроводів, оскільки вони піддаються корозійному впливу атмосфери, особливо у важкодоступних для обслуговування місцях їх спірання. Для утримування трубопроводу з можливістю компенсації його температурних деформацій в осьовому напрямку застосовують рухомі опори (рис. 1).

Конструкція рухомої опори складається із залізобетонного ростверка 1, на якому закріплена металева опорна плита 8, по якій можуть переміщуватися опорні котки 7. Зверху на котках встановлено сідловину 6, до якої за допомогою хомутів 3 і 4 через ізолювальні прокладки 5 прикріплений трубопровід 2.

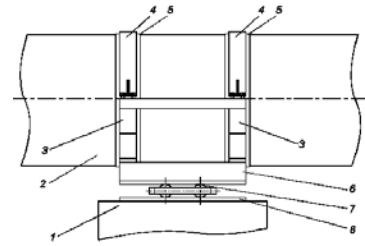


Рис. 1. Конструктивна схема рухомої опори

Найчастіше інтенсивні корозійні процеси проходять саме під сідловиною опори та ізолювальними прокладками хомутів. Щоб оцінити та усунути наслідки корозії, необхідно підняти трубопровід 2 над опорною плитою 8 на деяку висоту (80–100 мм), зафіксувати його, розтиснути хомути 3 та 4 і витягнути сідловину 6 з хомути 3. Цей процес ускладнюється тим, що під'їзні шляхи до опор балкових переходів здебільшого утруднені або й повністю відсутні. Тому устаткування повинно монтуватися лише мускульною силою двох–трьох робітників. Обмеженість вільного місця на опорі додатково ускладнює проведення робіт.

Аналіз сучасних досліджень і публікацій. Для розвантаження опорного вузла магістрального трубопроводу і підймання його ділянки з сідловиною опори стосовно котків, була розроблена мобільна установка [3], яку зображено на рис. 2. Конструкція установки є розбірною, а маса її окремих частин не перевищує 20 кг. Пристрій складається із двох гідроциліндрів 7, до штоків яких через шарніри кріпиться втулковий ланцюг 8, який взаємодіє з трубопроводом через металеву прокладку 9. Для забезпечення стійкості гідроциліндри нахилено всередину на невеликий кут (3 – 5°). Під час подачі робочої рідини у порожнини циліндрів їхні штоки переміщують догори і піднімають трубопровід над опорою.

До переваг такого пристрою необхідно зарахувати малі масово-габаритні параметри підйомального пристрою та його розміщення по один бік від сідловини, що дає змогу у процесі проведення ремонтних робіт відсувати важку сідловину в інший бік безпосередньо по трубопроводу, попередньо закріпивши під верхні хомути спеціальні опори на роликах.

Недоліком конструкції є концентрація напружень у трубопроводі у місцях його взаємодії з роликками ланцюга (рис. 2), що може призвести до аварійних руйнувань.

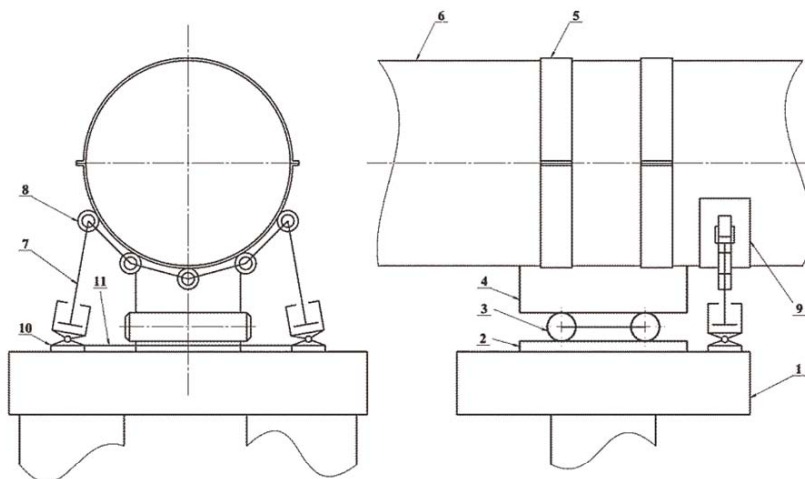


Рис. 2. Функціональна схема підйомального пристрою

Мета роботи. Щоб уникнути перевантаження трубопроводу у процесі ремонту опор та усунути корозійні плями на ньому, попередньо слід виконати розрахунки міцності трубопроводу у процесі його локальної взаємодії з роликками ланцюга підйомального пристрою. Ці розрахунки можна виконати як аналітичними методами теорії оболонок [2, 5], так і методом скінченних елементів, реалізованим у сучасних CAD/CAE-системах [1]. Використання CAD системи

SolidWorks з інтегрованим розрахунковим модулем Simulation, що побудований на основі методу скінченних елементів, (MCE), дає змогу незначно збільшити проміжок часу, за результатами топографічних вимірів побудувати модель переходу будь-якої складності та провести розрахунок напружено-деформованого стану трубопроводу, визначити реакції опор (вантажність пристрою), безпечну висоту його підйому над опорою та максимальне значення тиску газу у трубопроводі, оскільки роботи відбуваються без виведення вітки газопроводу із експлуатації.

Саме порівняльному аналізу результатів експериментальних досліджень контактної взаємодії циліндричного ролика з трубопроводом та аналогічної задачі, розв'язаної за допомогою MCE в середовищі SolidWorksSimulation, присвячена ця робота.

Виклад основного матеріалу. Перш ніж використовувати з практичною метою результати розрахунків напружено-деформованого стану трубопроводу, отримані за допомогою SolidWorksSimulation, необхідно встановити їх адекватність реальному фізичному процесу. Це можна зробити порівнянням результатів цих розрахунків з результатами теоретичних досліджень подібних (як правило, спрощених) задач, що розв'язані методами аналітичної механіки, або з результатами експериментальних досліджень. Останнє, враховуючи небезпеку проведення ремонтних робіт на магістральних газопроводах високого тиску, є бажанішим.

Як відомо, за локального згину оболонки [2, 5] на її зовнішній деформованій поверхні виникають напруження стиску, а на внутрішній – напруження розтягу. Напруження стиску будуть дещо більшими від напружень розтягу, тобто згин має несиметричний щодо серединної лінії характер [6]. Оскільки ремонтні роботи відбуваються під дією тиску газу ($p=3,5 - 4$ МПа), то основні напруження (кільцеві) [4] від дії тиску газу будуть додаватися з додатними кільцевими напруженнями від локального згину і відніматися з аналогічними від'ємними. Внаслідок цього в процесі піднімання трубопроводу, що знаходиться під дією тиску газу, сумарні напруження на зовнішній поверхні труби будуть зменшуватися, а на внутрішній поверхні – збільшуватися. Тобто кільцеві напруження на внутрішній поверхні трубопроводу є найнебезпечнішими для проведення ремонтно-профілактичних робіт трубопроводу, що знаходиться під дією тиску газу. У загальному випадку на внутрішній стінці оболонки, крім кільцевих напружень, будуть і поздовжні, максимальні значення яких є на 25–30 % менші від кільцевих, і додаються вони до значно менших поздовжніх напружень від згину труби опорними моментами, тому зупинимось на дослідженні важливішої складової напружень – кільцевих на внутрішній поверхні трубопроводу.

На рис. 3 зображено конструктивну схему експериментальної установки для визначення напружень, що виникають внаслідок контактної взаємодії роликів із трубопроводом. Установка складається із передньої (2) та задньої (3) траверс, стягнених між собою двома шпильками (4). Посередині задньої траверси закріплено призму 5, в якій можуть розташовуватися циліндричні та бочкоподібні (посередині призми виконано паз) ролики (6) діаметром від 80 до 125 мм, та завширшки не менше ніж 30 мм. Довжина траверс розрахована на використання труб діаметром, не більшим за 720 мм. Саме таку трубу (1) $\phi 720$ мм і зображено на рис. 3.

У передній траверсі установки розташовано гвинт (7) та гайку із трапецеїдальною різьбою. Гайка кріпиться у гільзі траверси нерухомо, а до рухомого гвинта прикріплений вороток. Опора (8) з одного боку профільована під трубу $\phi 720$ мм. Між гвинтом (7) та опорою (8) встановлюється стандартний динамометр (3 т.с. – на рис. 3 не показано), який спрягається із торцем гвинта (7) через сталеву кульку. Для цього у торці гвинта (7) виконано відповідний центрувальний отвір.

Принцип роботи установки доволі простий. Під час обертання гвинта (7) передня траверса (2) через динамометр та опору (8) спирається на трубу (1), і через шпильки (4) притягує задню траверсу (3) та ролик (6) до цієї труби. Отже, значення сили на динамометрі та її реакції на ролик будуть однаковими, тобто, навантажуючи гвинтом (7) динамометр і вимірюючи величину сили на ньому, ми створюватимемо таке саме зусилля притисканням ролика до труби.

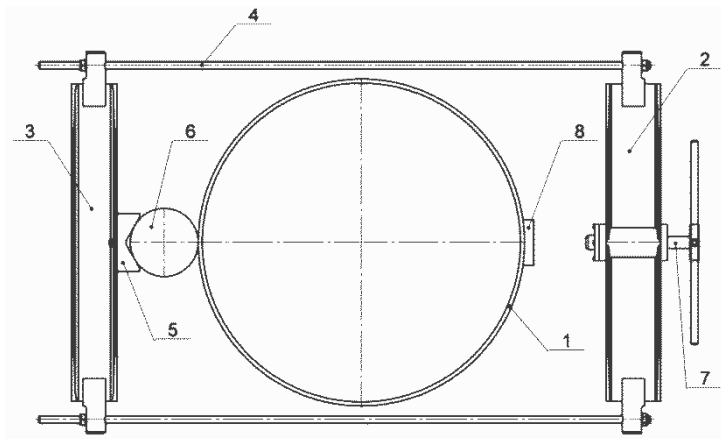


Рис. 3. Конструктивна схема експериментальної установки

Експериментальну установку показано на рис. 4 та 5.

На рис. 4 показано передню траверсу з динамометром. На задньому плані видно тензостанцію 8АНЧ-7М з вольтамперметрами М2018.

На рис. 5, а показано задню траверсу із встановленим циліндричним роликом $\varnothing 100$ мм, а також бачимо додаткові ролики $\varnothing 80$ та $\varnothing 125$ мм.

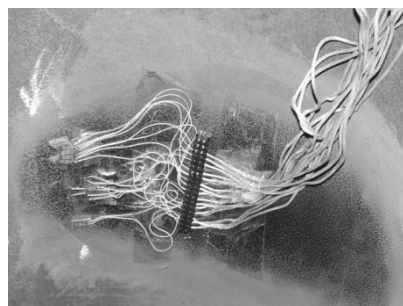
На рис. 5, б показано спосіб вимірювання напружень – наклеєні тензорезистори КФ5ПІ-3-100-А-12 (база 3 мм) на внутрішньому боці труби у місці її контакту із роликом. Тензорезистори наклеєні так, щоб можна було вимірювати кільцеві напруження. Компенсаційні тензорезистори наклеєні на два фрагменти (за браком місця) постійних магнітів – 4 шт на одному і 1 шт – на іншому. Це дає можливість компенсаційним тензорезисторам знаходитись у температурному контакті із трубою, уникаючи при цьому деформацій під час її навантаження.



Рис. 4. Експериментальна установка (передня траверса)



а



б

Рис. 5. Експериментальна установка: а – задня траверса; б – тензорезистори

Схему розташування основних тензорезисторів показано на рис. 6. Давачі 1, 2, 3, 4, 5 слугують для вимірювання кільцевих напружень, а позиціонування (точне встановлення) ролика по вертикалі здійснюється за показами двох крайніх давачів (1 та 2). Давачі 6, 7 слугують для позиціонування ролика по горизонтальній площині – однакові покази цих давачів вказують на правильне встановлення ролика по горизонталі.

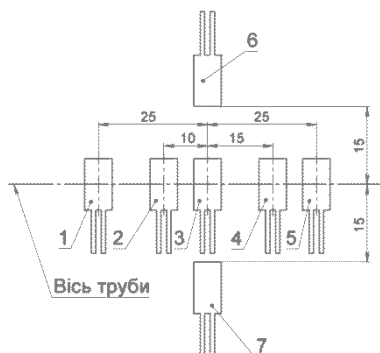


Рис. 6. Схема розташування тензодавачів

На рис. 7, а зображено розрахункову модель контактної взаємодії циліндричного ролика $\varnothing 100 \times 50$ мм та труби – $\varnothing 720 \times 1600$ мм із товщиною стінки 6,5 мм. Зусилля взаємодії – 9810 Н. Краї труби защемлені на відстані 800 мм від центра контакту, що вказує на локальний характер навантаження, тобто неістотний вплив крайових умов.

На рис. 7, б показано взаємодію фрагмента (150×200 мм) труби з роликом (решта конструкції приховано), а також розбивку конструкції на сітку скінченних елементів. На цьому рисунку бачимо нерівномірність сітки на фрагменті та ролику, ущільнення якої відбувається у важливіших областях напружено-деформованого стану [1]. З цієї причини приховані частини конструкції розбиваються на сітку більших розмірів.

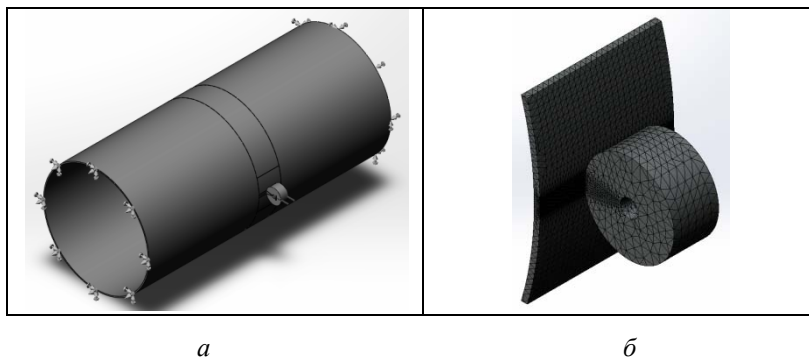


Рис. 7. Модель взаємодії трубопроводу та роликів у середовищі SolidWorksSimulation: а – розрахункова модель; б –фрагмент моделі та сітка скінченних елементів

Результат розрахунку – кільцеві напруження на лінії контакту вздовж фрагмента труби на її внутрішній поверхні показано на рис. 8 (суцільна лінія). Як бачимо з цього рисунка, максимальні значення цих напружень розташовані на краях ролика (ширина ролика – 50 мм), дещо зміщені до середини. Самі напруження мають локально виражений характер – швидко затухають за віддалення від місця прикладення сили.

На цьому ж рисунку (штрихова лінія) зображено експериментально визначену аналогічну залежність. Точками відображаються значення напружень у місцях розташування давачів (1 – 5 рис. 6).

Як бачимо, експериментальна та теоретична залежність добре збігаються на якісному рівні. Щодо кількісного збігу, то похибка лежить в діапазоні від 10 до 20 %. Причому більшою є похибка у місцях максимальних значень напружень. Варто відзначити, що центрування ролика по вертикалі (різниця показів між давачами 1 та 5) під час навантаження 2 кН відбулося з похибкою, меншою за 0,5 %, а в процесі збільшення навантаження до 10 кН похибка зросла до 3,5 %, що вказує на деяку залежність рівномірності розподілу навантажень по довжині ролика від величини навантаження, що, безумовно, є недоліком конструкції експериментальної установки.

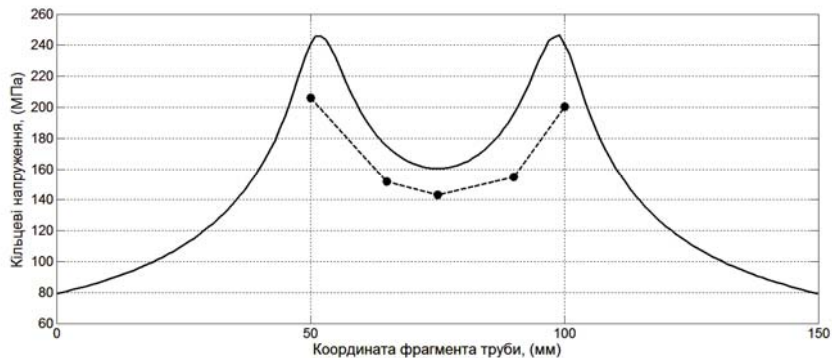


Рис. 8. Експериментальні та теоретичні значення кільцевих напружень у різних точках труби за симетричного центрування ролика

Для зменшення похибки між максимальними значеннями теоретичних та експериментальних значень кільцевих напружень дещо змінимо алгоритм експериментальних досліджень. Горизонтальне центрування ролика залишимо без змін, а вертикальне – виконаємо послідовно по кожному давачу.

На рис. 9 відображено експериментальну та теоретичну залежності кільцевих напружень від координати труби під час центрування ролика по першому давачу.

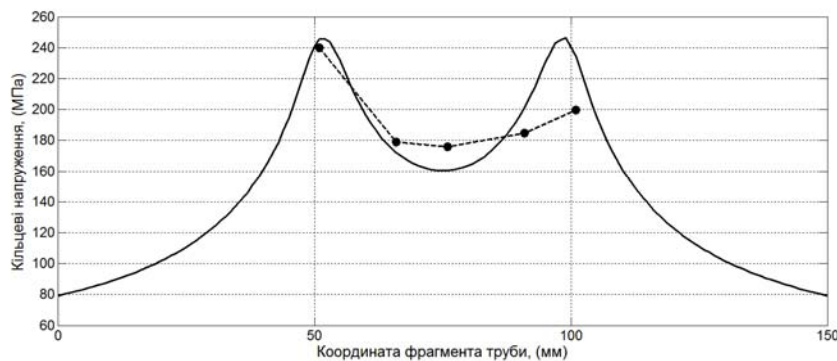


Рис. 9. Експериментальні та теоретичні значення кільцевих напружень у різних точках труби за центрування краю ролика по першому давачу

Як бачимо із аналізу рис. 9, похибка між максимальними та теоретичними значеннями кільцевих напружень в околі давача №1 істотно зменшилася ($\approx 3\%$), хоча максимальні відхилення ($\approx 15\%$) спостерігаються в околі давача №5. Це можна пояснити деякою неточністю розташування давачів всередині труби.

Аналогічно проведемо дослідження напружень центруванням ролика по другому, третьому, четвертому та п'ятому давачах.

На рис. 10 відображено експериментальну та теоретичну залежність кільцевих напружень від координати труби за центрування ролика по третьому давачу. Для того, щоб не виконувати теоретичних перерахунків моделі, умовно змістимо теоретичний максимум у третю експериментальну точку, що викличе прив'язку координат до ролика.

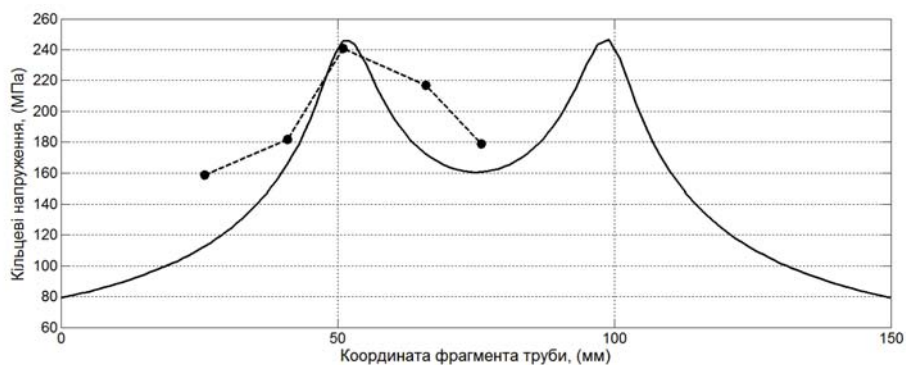


Рис. 10. Експериментальні та теоретичні значення кільцевих напружень у різних точках труби за центрування краю ролика по третьому давачу

Ролик (рис. 10) перекриває фрагмент від 50 до 100 мм, тобто давачі 1 та 2 не перекриті роликом. Максимальна похибка – давач №1 – становить 28 %, мінімальна у третьому давачі – 2,5 %.

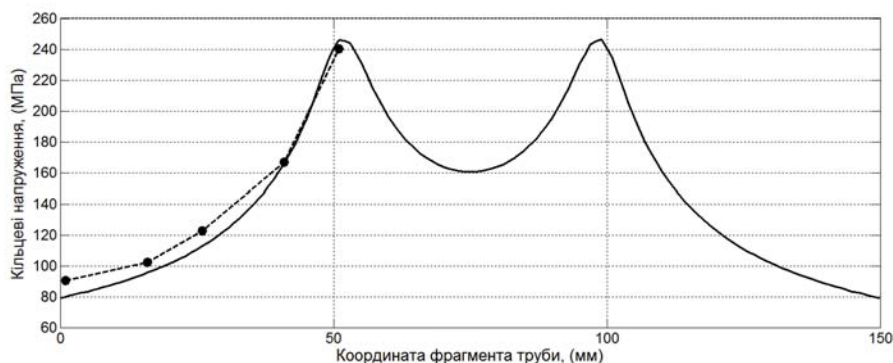


Рис. 11. Експериментальні та теоретичні значення кільцевих напружень у різних точках труби за центрування краю ролика по п'ятому давачу

На рис. 11 зображено експериментальну та теоретичну залежності кільцевих напружень від координати труби за центрування ролика по п'ятому давачу. Окрім п'ятого давача, усі інші є не перекриті роликом. У цьому випадку ми отримали найкращу точність (похибка від 0,5 до 11 %). З цього можна зробити висновок, що на точність отриманих результатів впливають не тільки похибки розташування давачів, але й можливі нерівності поверхні труби у зоні її контакту із роликом та також зменшення точності центрування ролика внаслідок зростання величини зусилля його притискання.

Аналізуючи максимальні значення напружень в околах давачів, по яких здійснюється центрування краю ролика, можна відмітити їх постійність. Тобто максимальні значення напружень в усіх п'яти випадках є майже однаковими.

Оскільки дослідження залежності кільцевих напружень від зусилля притискання ролика у різних точках координат осі труби відбувалося за різних значень навантаження, то побудуємо графічну залежність максимальних значень кільцевих напружень від зусилля притискання ролика (рис. 12).

На рис. 12 зображено графічну залежність максимальних значень кільцевих напружень в околах давачів 1, 2, 3, 4, 5 за зусиль навантаження 300, 500, 750, 1000 та 1320 кГ. Тут ужита розмірність кГ, оскільки саме в кГ відтаровано динамометр ДОСМ3-3 (вантажність 3 т.с), а на графіку виконано відповідні перетворення в кН. Верхнє обмеження значення 1320 кГ викликане наближенням до границі текучості (Сталь – 17Г1С; $\sigma_T=405$ МПа).

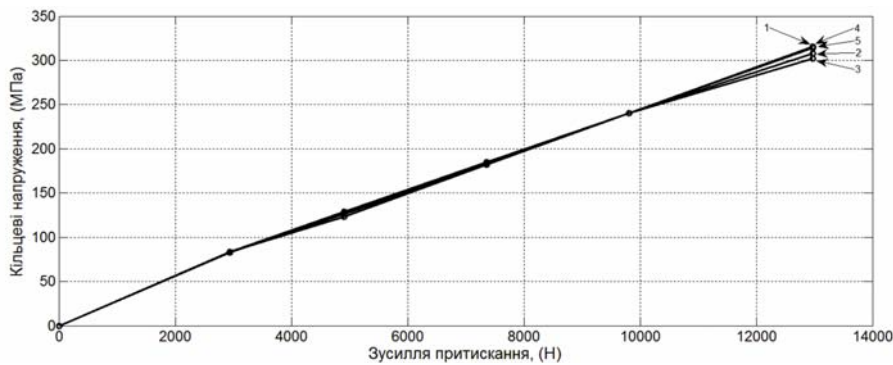


Рис. 12. Експериментальні залежності максимальних значень кільцевих напружень від зусилля притискання ролика

Як бачимо з рис. 12, залежність напружень від зусилля притискання ролика лінійна. Максимуми в околах давачів фактично збігаються за дії навантаження 2943Н (300 кгГ) та 9810 Н (1000 кгГ), за дії навантажень 4905 Н (500 кгГ) та 7358 Н (750 кгГ) є близькими між собою, а за дії навантаження 2969 Н (1322 кгГ) – істотно відмінні. Причину цього потрібно шукати як в мікронерівностях поверхні труби у зоні контакту, так і в порушенні центрування ролика установкою за великих значень навантаження. У реальних умовах експлуатації навантаження трубопроводу такого діаметра здебільшого не перевищують 3 – 4 кН. Лише за значних вертикальних відхилень опор його значення може сягати 7 – 8 кН.

Висновки. Експериментальні значення максимальних кільцевих напружень відрізняються від аналогічних розрахункових на 3 – 5 %, що вказує на правомірність допущень, прийнятих під час побудови розрахункової моделі в середовищі SolidWorks Simulation, а також правильність добору розмірів сітки скінченних елементів, характеру контактних пар та адекватність розв’язків таких задач.

1. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorksSimulation. – М.: ДМК Пресс, 2011. 664 с.
2. Бурак. Я.Й., Рудавський Ю.К., Сухорольський М.А. Аналітична механіка локально навантажених оболонок. – Львів: Інтеллект-Захід, 2007. – 240 с.
3. Патент на корисну модель №73750 (Україна) / Спосіб ремонту ділянок трубопроводів, розташованих на опорах балкових переходів. МПК F16L 55/18 / Є.В. Харченко, Ю.Я. Новіцький. Заявлено 02.03.2012 р. Опубл. 10.10.2012, бюл. №19, 2012 р. – 4 с.
4. Строительные нормы и правила. Магистральные трубопроводы // СНиП 2.05.06-85. Государственный комитет СССР по делам строительства. М., 1985.
5. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966. – 635 с.
6. Харченко Є.В., Новіцький Ю.Я. Забезпечення міцності довгомірної циліндричної оболонки в умовах локального навантаження ланцюгом // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. –2012. – №730. – С. 108–113.