

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ МОБІЛЬНОГО ПІДЙІМАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ РЕМОНТУ ОПОР НАДЗЕМНИХ ПЕРЕХОДІВ МАГІСТРАЛЬНИХ ГАЗОПРОВОДІВ

© Харченко Є.В., Новіцький Ю.Я., 2011

Розглянуто питання оптимізації конструктивних параметрів підйимального пристрою для ремонту опор надземних переходів магістральних трубопроводів. Наведено розрахункові схеми та рівняння для визначення реакцій у місцях контакту роликів ланцюга з підкладкою трубопроводу, а також зусиль натягу ланцюга.

The problem of optimizing the design parameters of a lifting device for repair of tower above ground conversionpipelines. Adduced the calculation scheme and equations to determine the reactions in the ground contact rollerchain lined pipe and effort tension chain.

Постановка проблеми. Через територію Західної України проходить широко розгалужена мережа магістральних газопроводів (МГ), які експлуатуються вже близько сорока років і належать до об'єктів підвищеного ризику. Надземні переходи магістрального газопроводу – це частини газопроводу, які розташовані в повітрі над ріками та заболоченою місцевістю (рис. 1). Переходи є проблемним місцем газопроводів, оскільки вони піддаються корозійному впливу атмосфери, особливо у важкодоступних для обслуговування місцях їх опор.



Рис. 1. Фрагмент надземного переходу магістрального газопроводу $\varnothing 1420$ мм через р. Дністер

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Класичний перехід (рис. 1) складається із трубопроводу на опорах, розташованих на берегах ріки. За потреби опори встановлюють також і посередині ріки, наприклад, надземний перехід магістрального трубопроводу $\varnothing 1420$ мм через р. Дністер має 36 опор. Як показує досвід експлуатації трубопроводів, у місцях їх контакту з опорними конструкціями відбуваються корозійні процеси металевої поверхні труб, які спричиняють їх поступове руйнування [1].

Конструктивно рухома опора (рис. 2) складається із залізобетонного ростверка 1, на якому закріплено металеву опорну плиту 8, якою можуть переміщатися опорні катки 7. Зверху на катках встановлено сідловину 6, до якої за допомогою хомутів 3 та 4 через ізолювальні прокладки 5 прикріплено трубопровід 2. Рухома опора використовується для утримання трубопроводу та можливості компенсації його температурних деформацій.

Корозійні процеси відбуваються саме під сідловиною опори (рис. 2) та ізолювальними прокладками хомутів. Для того, щоб їх виявити, а тим більше усунути, необхідно підняти трубопровід 2 над опорною плитою 8 на деяку висоту (20–30 мм), зафіксувати його, розкріпити хомути 3 та 4 і витягнути сідловину 6 з хомутами 3.

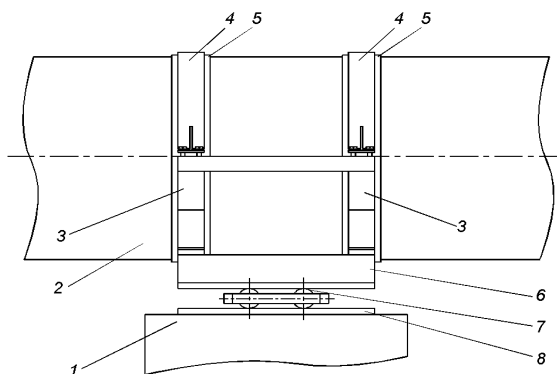


Рис. 2. Конструктивна схема рухомої опори:

1 – залізобетонний ростверк; 2 – трубопровід; 3 – хомут нижній; 4 – хомут верхній; 5 – ізолювальна прокладка; 6 – сідловина опори; 7 – опорний коток; 8 – опорна плита

Плямю корозії, яка утворилася в місці контакту трубопроводу із ізолюючою прокладкою сідловины опори внаслідок довготривалої експлуатації магістрального газопроводу, показано на рис. 3.

Однак, як показує практика експлуатації, на важкодоступних ділянках переходів МГ через відсутність мобільних підіймальних пристроїв такі роботи переважно не проводилися. Вантажопідіймальна техніка не може переміститися до опори балкового переходу, що знаходиться у важкодоступних місцях, наприклад, безпосередньо у руслі ріки чи на заболочених ділянках, без дорогих підготовчих робіт з облаштування під'їзних шляхів і монтажних майданчиків.



Рис. 3. Пляма корозії у місці контакту трубопроводу із сідловиною опори

Формулювання мети досліджень. Метою досліджень є розроблення конструктивної схеми мобільного підіймального пристрою для піднімання трубопроводів великого діаметра вантажністю 100 т.с. та масою окремих частин не більше 24 кг.

Виклад основного матеріалу досліджень. На рис. 4 показано функціональну схему підіймального пристрою для піднімання трубопроводів великого діаметра (Ø1420 мм) над опорною плитою. Пристрій складається із двох гідроциліндрів 7, до штоків яких через шарніри кріпиться втулковий ланцюг 8, який взаємодіє з трубопроводом через металеву прокладку 9. Для кращої стійкості гідроциліндри нахилено на невеликий кут (3–5°). За подачі робочої рідини у порожнини циліндрів їхні штоки будуть переміщатися вгору, а отже, підніматимуть трубопровід над опорою.

Особливістю піднімання трубопроводів великого діаметра над опорною плитою є значні зусилля, що виникають при цьому. Причин кілька. Перша – значна маса двох прольотів

трубопроводу – 25–30 т.с. Друга причина – висока жорсткість трубопроводів великого діаметра. Сили жорсткості проявляються як під час піднімання (згину) трубопроводу, так і за його відхилення від горизонту в процесі будівництва. Трапляються випадки, коли різниця вертикальних відміток сусідніх опор становить 250 – 300 мм, що істотно розвантажує занижену опору та на стільки ж навантажує завищену. Враховуючи це, необхідна проектна вантажність підіймального пристрою повинна становити 100 т.с.

Такі навантаження є небезпечними для трубопроводу – довговимірної оболонки, завтовшки 16 мм, яка до того ж знаходиться під тиском газу, дією гравітації та температурних напружень. Тому під час проектування такого пристрою необхідно враховувати напружено-деформований стан оболонки, а для початку – визначити навантаження, які діють на неї з боку ланцюга.

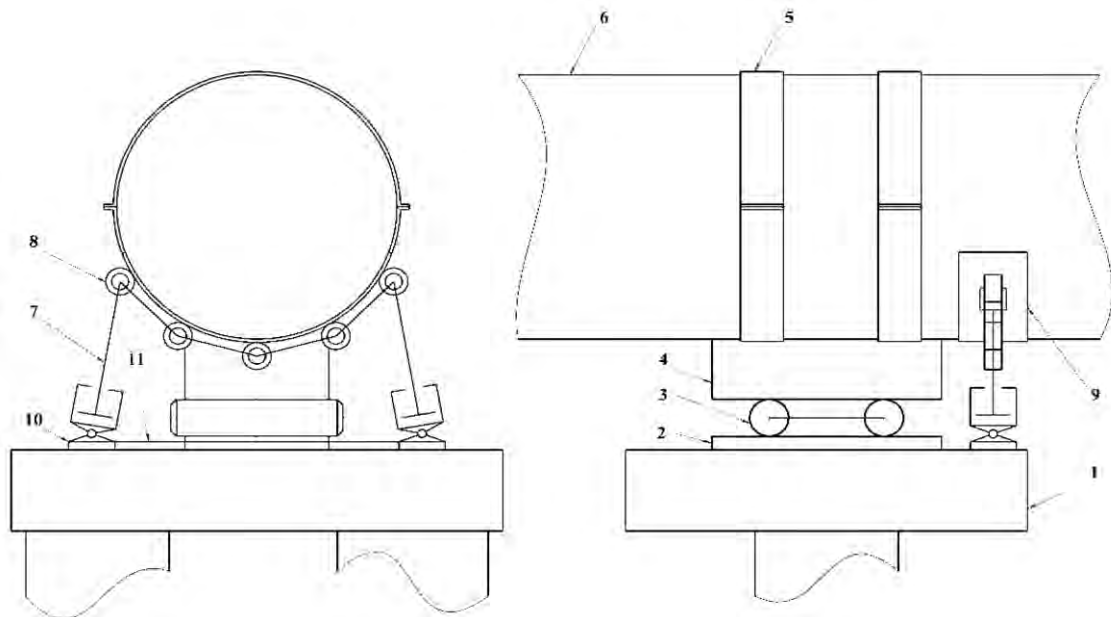


Рис. 4. Функціональна схема підіймального пристрою:

1 – залізобетонний ростверк; 2 – опорна плита; 3 – опорні котки; 4 – сидловина опори;
5 – хомути; 6 – трубопровід; 7 – гідроциліндр; 8 – гнучкий елемент з роликами (ланцюг);
9 – металева підкладка; 10 – опорний шарнір; 11 – страхувальний канат

Розглянемо розрахункову схему пристрою (рис. 5), у якій ланцюг має лише три ланки, тобто мінімально можливу їх кількість. Якщо припустити, що форма поперечного перерізу трубопроводу в процесі його піднімання не змінюється (або змінюється не істотно) та натяг ланцюга є однаковим по усій його довжині [2], то реакції опор можна визначити так.

В стані рівноваги сума вертикальних проекцій усіх реакцій дорівнює силі тяжіння, яка діє на ланцюг, тобто

$$R_0 + 2R_1 \cos \alpha = mg \quad (1)$$

або

$$R_0 + 2R_1 \cos \alpha = mg \quad (2)$$

де

$$R_0 = 2R_1 \sin \frac{\alpha}{2}, \quad R_1 = R_1 \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{R_0}{2} \quad (3)$$

Тоді рівняння (2) перепишеться з врахуванням (3) так: із рівняння (4) отримаємо зусилля натягу ланцюга:

$$R_1 \left(2 \sin \frac{\alpha}{2} + 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \alpha \right) = mg, \quad (4)$$

$$R_A = \frac{mg}{\left(2 \sin \frac{\alpha}{2} + 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \alpha\right)} \quad (5)$$

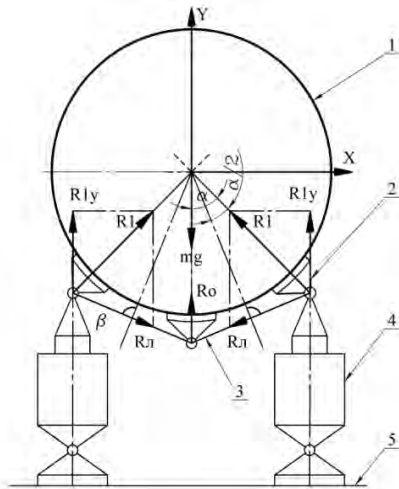


Рис. 5. Розрахункова схема підйимального пристрою: 1 – трубопровід; 2 – опора; 3 – гнучкий зв'язок (ланцюг); 4 – гідроциліндр; 5 – площадка опори

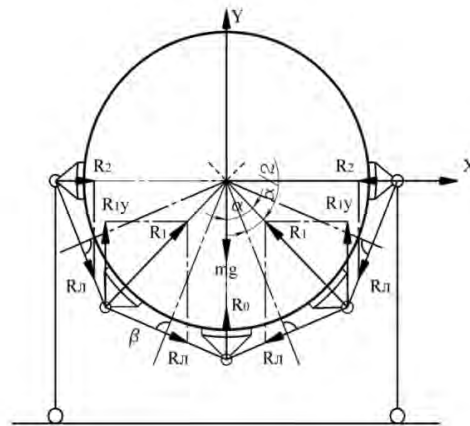


Рис. 6. Розрахункова схема підйимального пристрою

Приймаючи $mg=100$ т.с. – повну вантажність пристрою та $\alpha=45^\circ$, із (5), отримаємо: $R_l = 76,5$ т.с. Тоді із (3) отримаємо: $R_0=58,6$ т.с., $R_1=24,3$ т.с. Не вдаючись у визначення міцності оболонки, можна з впевненістю констатувати, що контактне навантаження втулки ланцюга з оболонкою із зусиллям близько 60 т.с. є доволі небезпечним. Це саме стосується і міцності ланцюга.

Для зменшення цього навантаження слід використати ланцюг із меншим кроком та більшою кількістю втулок.

На рис. 6 показано розрахункову схему підйимального пристрою із ланцюгом, що складається із п'яти ланок.

Зробивши аналогічні припущення, отримаємо такі рівняння:

$$R_0 + 2R_{1y} + 2R_{2y} = mg \quad (6)$$

або

$$R_0 + 2R_1 \cos \alpha + 2R_2 \cos(2\alpha) = mg, \quad (7)$$

де

$$R_0 = 2R_A \sin \frac{\alpha}{2}, \quad R_1 = 2R_A \sin \frac{\alpha}{2} = R_0, \quad R_2 = R_A \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{R_0}{2} \quad (8)$$

Тоді

$$2R_A \sin \frac{\alpha}{2} + 4R_A \sin \frac{\alpha}{2} \cos \alpha + 2R_A \sin \frac{\alpha}{2} \cos(2\alpha) = mg$$

$$R_A (2 \sin \frac{\alpha}{2} + 4 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \alpha + 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos(2\alpha)) = mg$$

Звідси

$$R_A = \frac{mg}{\left(2 \sin \frac{\alpha}{2} + 4 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \alpha + 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos(2\alpha)\right)} \quad (9)$$

Для порівняння з попереднім випадком прийемо $\alpha=22,5^\circ$. Тоді $R_l=72,1$ т.с., $R_0=28,13$ т.с., $R_1=28,13$ т.с., $R_2=14,65$ т.с. Як бачимо із аналізу, при цьому ж куті охоплення трубопроводу

величиною 90° навантаження на ланцюг фактично не зменшилось, а навантаження на оболонку зменшилось удвічі.

Збільшення кута охоплення вдвічі (до 180°) за тієї самої кількості втулок принесе такий результат: $R_L=54,1$ т.с., $R_0=41,4$ т.с., $R_1=41,4$ т.с., $R_2=20,1$ т.с. Тобто зменшилось навантаження на ланцюг, але збільшилось на оболонку, що викликано виключенням двох крайніх опор із сприймання вертикального навантаження.

З цього можна зробити висновок, що крок ланцюга повинен бути якомога меншим.

За аналогією до розрахункової схеми на рис. 6 складемо рівняння для n ланок:

$$R_0 + 2R_1 + 2R_2 + \dots + 2R_n = mg \quad (10)$$

або

$$R_0 + 2R_1 \cos \alpha + 2R_2 \cos(2\alpha) + \dots + 2R_n \cos(n\alpha) = mg \quad (11)$$

$$R_0 = 2R_n \sin \frac{\alpha}{2}, R_1 = 2R_n \sin \frac{\alpha}{2} = R_0, R_2 = 2R_n \sin \frac{\alpha}{2} = R_0, R_n = R_n \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{R_0}{2} \quad (12)$$

Тоді

$$2R_n \sin \frac{\alpha}{2} + 4R_n \sin \frac{\alpha}{2} \cos \alpha + 4R_n \sin \frac{\alpha}{2} \cos(2\alpha) + \dots + 2R_n \sin \frac{\alpha}{2} \cos(n\alpha) = mg$$

$$R_n (2 \sin \frac{\alpha}{2} + 4 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \alpha + 4 \sin \frac{\alpha}{2} \cos(2\alpha) + \dots + 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos(n\alpha)) = mg$$

Звідси

$$R_n = \frac{mg}{(2 \sin \frac{\alpha}{2} + 4 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \alpha + 4 \sin \frac{\alpha}{2} \cos(2\alpha) + \dots + 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos(n\alpha))} \quad (13)$$

На рис. 7 зображено дослідний зразок підйимального пристрою вантажністю 100 т.с., де як гнучкий елемент використано привідний роликів ланцюг із зігнутими пластинами ПРИ-103,2-650 ДСТУ ГОСТ 13568:2006 із руйнівним навантаженням 650 кН та масою 27 кг/м.п. У стандартному ланцюгу ролики

46 мм змінено на ролики $\varnothing 70$ мм з метою забезпечення контакту підкладки трубопроводу безпосередньо з роликами, а не з ланками ланцюга. Для можливості проведення робіт з використанням лише мускульної сили робітників ланцюг розбирається на кілька частин завважки не більше 16 кг.



Рис. 7. Підйимальний пристрій вантажопідйомністю 100 т.с. на опорі МГ $\varnothing 1420$ мм

Визначимо параметри навантаження ланцюга. За величини кроку 103 мм кут $\alpha=8^\circ$. Кількість ланок 18 шт. Тоді за (13) $R_L=50,9$ т.с., $R_0=R_1=R_2=\dots=R_9=7,1$ т.с., $R_{10}=3,55$ т.с., що є цілком допустимо як для міцності ланцюга, так і для оболонки.

Висновки: 1. Крок ланцюга повинен бути якомога меншим.

2. Для повної оптимізації параметрів підйимального пристрою необхідно розглянути і міцність оболонки (трубопроводу), оскільки на неї впливають не тільки зусилля навантаження, але і кут охоплення труби ланцюгом та діаметр ролика, що тут не розглядається.

1. Беккер М.В., Мандра А.С., Ніколаєв В.О., Ксендзюк С.В. *Технологія ремонту повітряних переходів магістральних трубопроводів та методика її застосування* // Інформаційний огляд ДК "Укртрансгаз". – 2004. – №4 (28). – С. 5–6. 2. Биргер И.А. и др. *Расчет на прочность деталей машин: справочник*. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.