

Визначення можливості й умов пропускання діагностичних поршнів на ділянці вантового переходу*

І. В. Лохман^а, І. В. Ориняк^б, Ю. В. Банахевич^а, С. В. Романов^в,
С. А. Радченко^б, А. В. Богдан^б

^а ДК “Укртрансгаз”, Київ, Україна

^б Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна

^в Асоціація “Надійність машин та споруд”, Київ, Україна

Виконано розрахунок напружено-деформованого стану вантового переходу за існуючого його положення та додаткового впливу від діагностичного поршня. Для визначення зусиль у трубі та вантах окрім програмного комплексу “3D PipeMaster” використовуються аналітичні розв’язки. Такий комплексний аналіз дозволяє не тільки оцінити напруження у відповідальних елементах переходу, але й розробити рекомендації щодо зміцнення конструкції повітряного переходу перед проведенням внутрішньотрубної діагностики.

Ключові слова: вантовий повітряний перехід, трубопровід, напружений стан, пілон, сили інерції.

Вступ. Більшість магістральних газопроводів на території України експлуатуються понад 20 років. За цей час у них накопичилася велика кількість різного роду дефектів, що може призвести до аварійної ситуації. Сучасним і найбільш ефективним способом виявлення дефектів у трубопроводах є проведення внутрішньотрубної діагностики, що дозволить досить точно описати геометрію дефектів і виконати їхню прив’язку по кілометражу. Пропускання внутрішньотрубного снаряда здійснюється на великій ділянці газопроводу (як правило, між двома компресорними станціями), що складається з підземної частини та повітряних переходів.

Проблема полягає в тому, що внутрішньотрубний снаряд має певну вагу і рухається з деякою швидкістю, що зумовлює наявність інерційних сил на криволінійних ділянках. Окрім того, до ваги снаряда додається вага “бруду”, що накопичується перед снарядом під час його проходження по газопроводу. У той же час повітряні переходи є високонавантаженими конструкціями, оскільки ще при проектуванні з метою економії металу в них закладаються дуже низькі, порівняно з іншими галузями, коефіцієнти запасу міцності [1]. Вже від внутрішнього тиску метал труби знаходиться на межі допустимого стану, і врахування будь-яких інших навантажень, наприклад ваги внутрішньотрубного снаряда, може формально перевести трубопровід в недопустимий стан.

У роботі виконано аналіз напруженого стану повітряного переходу через р. Дністер магістрального газопроводу (МГ) Івацевичі–Долина, II нитка, 456,3 км. Візуальний огляд свідчить про наявність нахилу пілонів, защемлен-

* Доповідь на міжнародній науково-технічній конференції “Міцність і надійність магістральних трубопроводів” (МТ-2008).

ня на них вантів та скривлення осі трубопроводу. Такі зміни в порівнянні з проектною конфігурацією потребують перевірки міцності переходу перед початком проведення внутрішньотрубної діагностики.

Складність конструкції переходу потребує проведення комплексного аналізу з використанням як аналітичних, так і числових процедур для оцінки стану труби та вантів. Потрібно також виконати розрахунки для поточної ситуації та за дії додаткового навантаження від поршня.

1. Аналіз існуючого напруженого стану переходу. Перш ніж перейти до розрахунку міцності переходу за дії додаткових зусиль, виконаємо аналіз існуючого напружено-деформованого стану (НДС) переходу (рис. 1). Візуальний огляд повітряного переходу вказує на прогин труби в горизонтальній площині праворуч по ходу газу, а коткові опори, на які спирається труба на пілонах, знаходяться в неробочому стані. Труба з'їхала з катків в напрямку вигину в горизонтальній площині та впирається в них.



Рис. 1. Зовнішній вигляд повітряного переходу з боку м. Долина.

Результати інструментальної зйомки показують, що в горизонтальній площині ділянка між пілонами є криволінійною (рис. 2). Максимальне горизонтальне відхилення від прямої лінії в центральній частині переходу складає 67 см. Прогин у точках кріплення вантів дорівнює 30 см, у центральній частині – 37 см (рис. 3). Також спостерігаються вертикальні відхилення верхніх точок пілонів 1 та 2 (рис. 4), які становлять відповідно 22 і 17 см.

Розрахунок НДС переходу з врахуванням підземних ділянок виконано за допомогою програмного комплексу (ПК) “3D PipeMaster”, який використовується для розрахунку складних просторових багатоконтурних розгалужених трубопровідних систем за статичного та динамічного навантаження [2–5].

Вхідні дані для розрахунків наступні:

геометричні розміри труби: зовнішній діаметр – 1220 мм; товщина стінки труби – 17,0 мм; товщина стінки відводів – 30,0 мм;

матеріал труби – сталь 17Г1С із наступними механічними характеристиками: модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; модуль зсуву $G = 8 \cdot 10^4$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$; коефіцієнт температурного розширення $\alpha_T = 0,0000125$; границя текучості $\sigma_T = 430$ МПа; границя міцності $\sigma_B = 540$ МПа;

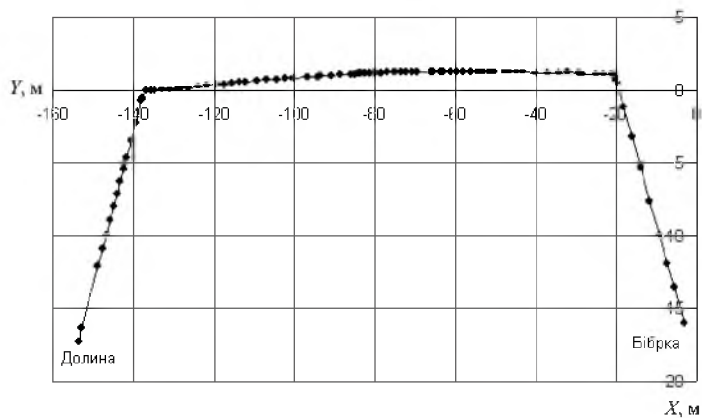


Рис. 2. Точки повітряного переходу в горизонтальній площині.

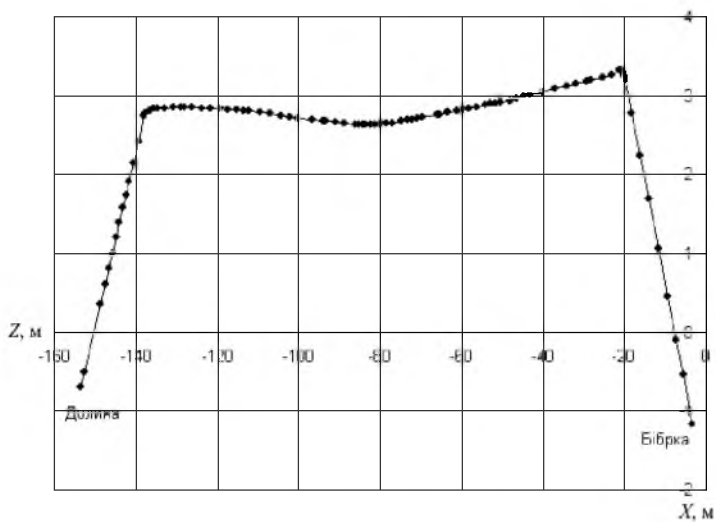


Рис. 3. Вертикальний прогин труби.

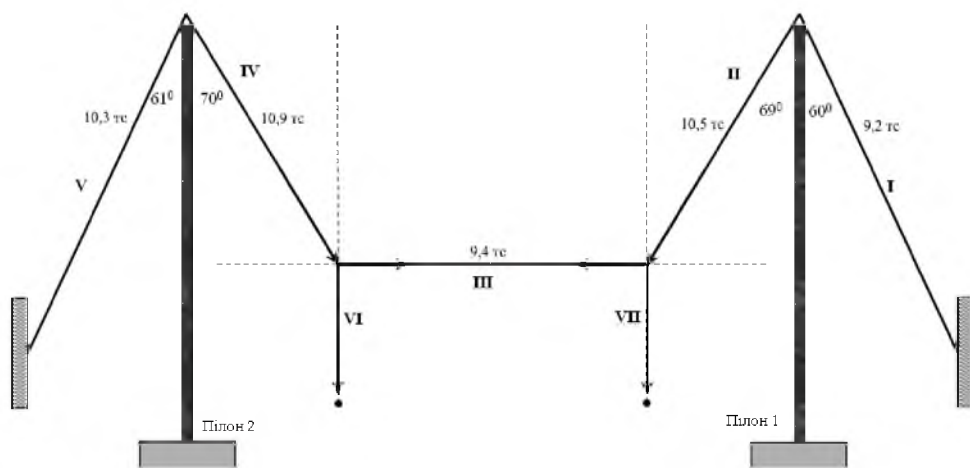


Рис. 4. Схема вантового переходу.

власна вага для прямих труб $q_{\Pi} = 4650$ Н/м; для відводів $q_{\text{в}} = 6650$ Н/м;
характеристики вантових тросів: зовнішній діаметр – 37 мм; погонна вага – 5,025 кг/м; границя міцності – 800 МПа;

характеристики вітрових розтяжок: зовнішній діаметр – 14,8 мм;

грунт на підземних ділянках – суглинок із наступними характеристиками: питома вага $\gamma_{\text{гр}} = 16580$ Н/м³; модуль пружності $E_{\text{гр}} = 11$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\mu_{\text{гр}} = 0,35$; зчеплення $c_{\text{гр}} = 18$ кПа; кут внутрішнього тертя $\varphi_{\text{гр}} = 19^\circ$; загальний коефіцієнт дотичного опору ґрунту $c_{\chi_0} = 2$ МПа/м.

1.1. Розрахунок напруженого стану трубопроводу. Розрахункову схему трубопроводу повітряного переходу зображено на рис. 5. При всіх режимах навантаження в опорах, які моделюють дію вантів, початкове переміщення складає 30 см. Оскільки достовірно неможливо встановити систему зовнішніх навантажень на трубу, для такої схеми виконано розрахунок НДС за наступних режимів.

Режим 1: власна вага.

Режим 2: власна вага + температурний перепад $\Delta T = 30^\circ\text{C}$.

Режим 3: власна вага + $\Delta T = -30^\circ\text{C}$.

Режим 4: власна вага + внутрішній тиск $p = 5,5$ МПа.

Режим 5: власна вага + $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ + $p = 5,5$ МПа.

Режим 6: власна вага + $\Delta T = -30^\circ\text{C}$ + $p = 5,5$ МПа.



Рис. 5. Розрахункова схема повітряного переходу, побудована за допомогою ПК “3D Pipe Master”.

Мета такого розрахунку полягає в оцінці максимально можливих напружень у трубі, які можуть мати місце за існуючих переміщень у місцях кріплення вантів. Аналіз результатів розрахунків свідчить, що за напруженим станом перехід задовольняє умовам міцності. Розрахункове значення реакції на вантових опорах складає 11,2 тс. Враховуючи, що така опора моделює дію чотирьох тросів, в одному з них зусилля дорівнює 2,8 тс, що відповідає напруженню 42,6 МПа, яке значно менше за границю міцності.

Розрахункові переміщення в вертикальній площині досить добре збіглися з даними інструментальної зйомки. Для горизонтальних переміщень маємо велику розбіжність між розрахунковими та вимірними значеннями для всіх режимів навантаження. Максимальне горизонтальне відхилення від прямої лінії в центральній частині переходу складає 67 см. Розрахунок показує, що

таке переміщення можливе при надлишковій довжині труби, що є аналогом навантаження температурним перепадом $\Delta T = 410^\circ\text{C}$.

Оскільки таке навантаження є нереальним, одна з причин наявності великих горизонтальних переміщень – виникнення кривини ще на етапі будівництва. Параболічний характер zdeформованої геометрії вказує на те, що це не похибка в геометрії згинів, а лише надлишкова довжина труби. Іншою причиною наявності великих горизонтальних переміщень може бути поступове їх накопичення за рахунок видовження труби при сезонних коливаннях температури. Позбавитися таких великих переміщень можливо, наприклад, якщо в прилеглих підземних ділянках переходу зробити вирізки труби.

1.2. Розрахунок зусиль на тросах. За допомогою даних інструментальної зйомки визначимо зусилля на тросах вантових опор за величиною їх провисання. Схематично вантовий перехід із позначенням ділянок і кутів між тросами та пілонами зображено на рис. 4.

Вираз для сили натягу троса T в залежності від власної ваги $P = \rho g F$ та довжини тросу L записується наступним чином:

$$T = -\frac{\rho g F L^2}{w_c} \sin \alpha, \quad (1)$$

де w_c – максимальне провисання; α – кут нахилу до вертикалі (рис. 6); g – прискорення вільного падіння; ρ – густина матеріалу троса; F – площа поперечного перерізу.

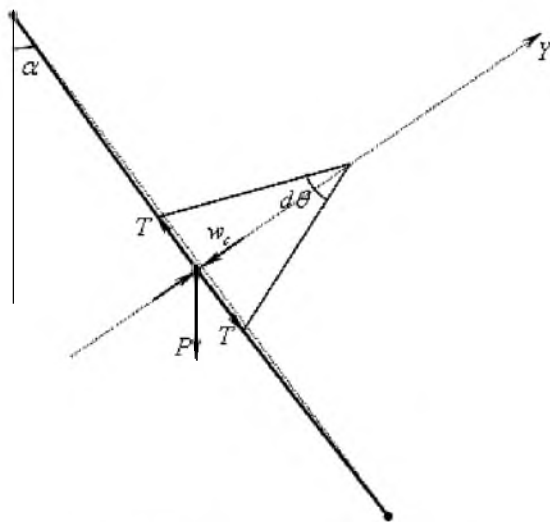


Рис. 6. Розрахунок сили натягу троса.

Провисання в центральних точках тросів згідно з вимірами та результатами розрахунку зусиль і напружень в тросах представлено в табл. 1. Визначені зусилля близькі до значень, отриманих із використанням ПК “3D PipeMaster”. Напруження в тросах не перевищують 165 МПа, що значно менше за границю міцності.

Т а б л и ц я 1

Результати розрахунку зусиль у тросах

Ділянка на рис. 4	Максимальне провисання	Погонна вага, Н/м	Довжина троса, м	Кут нахилу, град	Зусилля в тросі, тс	Проекція на вісь Z, тс	Проекція на вісь X, тс	Напруження в тросі, МПа
I	5,0	49,3	29,10	60	9,2	4,6	7,9	139,0
II	7,4	49,3	36,40	69	10,5	3,7	9,8	159,8
III	5,5	49,3	28,70	90	9,4	0	9,4	142,9
IV	7,1	49,3	36,20	70	10,9	3,8	10,2	164,9
V	4,4	49,3	28,70	61	10,3	5,0	9,0	157,2
Вітрова розтяжка	2,1	9,0	52,04	0,5	1,5	-	-	130,0

1.3. **Розрахунок напружень у пілонах.** Пілони виготовлялися з двох труб із наступними геометричними параметрами: зовнішній діаметр труби – 420 мм; товщина стінки труби – 13 мм.

Якщо вважати, що троси на котках защемлені, то за однакових зусиль у тросах, але за різних кутів між тросами і пілоном виникає невірноважена сила, що діє під певним кутом на пілон та призводить до його згинання. На рис. 7 показано схему навантаження пілона. При зусиллі у тросі, наприклад, 11,5 тс та кутах між пілоном і вантами 60° і 70° виникає невірноважена сила, проекція якої в горизонтальному напрямку дорівнює 0,85 тс. Така сила призводить до нахилу пілона, величину якого приблизно можна оцінити так:

$$W = \frac{PH^3}{3EI}, \tag{2}$$

де P – проекція рівнодіючого зусилля в горизонтальному напрямку; H – висота пілона; I – момент інерції пілона.

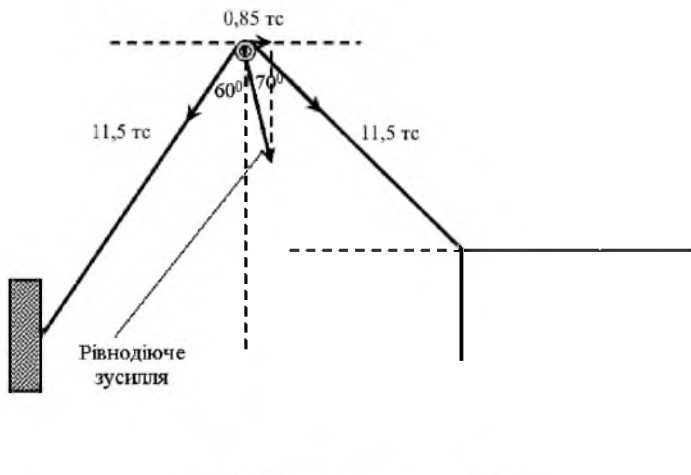


Рис. 7. Схема навантаження пілона.

Зазначимо, що незначна похибка в визначенні кутів нахилу тросів призводить до великої похибки при визначенні сил, які діють на пілон. Більш коректним є розрахунок зусиль на пілонах за вимірним переміщенням на них із використанням (2), у результаті чого отримано наступні значення горизонтальних зусиль у пілонах від одного троса: на першому пілоні 0,79 тс; на другому 0,61 тс. Такі зусилля на пілонах призводять до згинальних моментів, напруження від яких у місцях защемлення пілонів дорівнюють 126,5 (для першого пілона) і 97,8 МПа (для другого).

Зазначимо, що при навантаженні консольної балки зосередженим зусиллям на вільному кінці вона деформується за кубічною параболою. Аналогічна схема навантаження реалізується для пілонів. Але згідно з геодезичними даними нахил пілонів не відповідає кубічній параболі. Швидше за все нахил був допущений ще при будівництві переходу. Тому достовірно визначити, яке зусилля діє на пілон та які в ньому виникають напруження, неможливо. Отримані вище значення напружень є орієнтовними.

2. Розрахунок зусиль і напружень у вантах за дії додаткового навантаження.

2.1. *Аналітичний розрахунок напружень у вантах при додатковому навантаженні та защемленні котків.* Оцінимо вплив додаткового навантаження в точках кріплення вантів до трубопроводу на напруження в вантах при защемлених котках на пілонах. Розглядається навантаження силами по 1 тс. Кінцевою метою є визначення розподілу цього навантаження між трубою і вантами. Оскільки повітряний перехід є симетричним, можна розглядати лише одну його половину.

Розв'язок такої задачі складається з чотирьох етапів. При цьому вважається, що навантаження діє окремо на ванти і трубу. На перших трьох етапах визначається реакція вантів на одиничне навантаження. На останньому етапі розглядається сумісне навантаження з урахуванням отриманих податливостей.

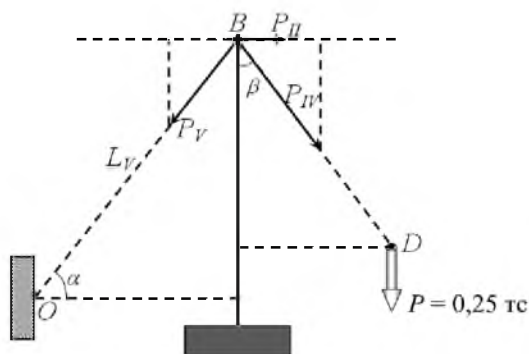


Рис. 8. Розподіл зусиль у тросах.

Силowe рівняння. При прикладенні в точці D сили 1 тс на один трос IV діє сила $P = 0,25$ тс (рис. 8). При цьому в тросах IV та V виникають зусилля P_{IV} та P_V відповідно. Рівнодіюча цих зусиль у горизонтальному напрямку P_{II} дорівнює:

$$P_{II} = 4(P_{IV} \sin \beta - P_V \cos \alpha). \quad (3)$$

Зв'язок між переміщеннями пілона та троса. На рис. 9 представлено схему переміщення пілона та одного троса V , який прикріплено до бетонної опори (рис. 5). Кут нахилу троса V до горизонту позначимо через α . При прикладенні сили на пілон P_{Π} в його верхній точці (точка B) вона переміщується в точку B_1 на величину ΔX_{Π} . При цьому довжина троса збільшується на величину ΔL_V й визначається відрізком OB_1 .

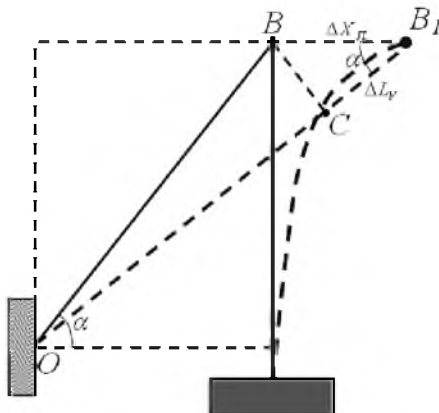


Рис. 9. Зв'язок між переміщенням верхнього кінця пілона та видовженням ділянки троса, яка прикріплена до бетонної опори.

Введемо поняття податливості верхньої точки пілона (точка B на рис. 9) в горизонтальному напрямку згідно з (2):

$$C_{\Pi} = \frac{H^3}{3EI}. \quad (4)$$

Горизонтальне переміщення верхньої точки пілона ΔX_{Π} визначається за наступним співвідношенням:

$$\Delta X_{\Pi} = P_{\Pi} C_{\Pi}. \quad (5)$$

Із трикутника BCB_1 (рис. 9) зв'язок між видовженням ділянки троса ΔL_V та переміщенням пілона ΔX_{Π} можна визначити як

$$\Delta L_V = \Delta X_{\Pi} \cos \alpha. \quad (6)$$

Тут видовження троса V знаходиться за формулою

$$\Delta L_V = \frac{P_V L_V}{E'F}, \quad (7)$$

де F – площа поперечного перерізу троса; E' – модуль Юнга троса; L_V – його довжина.

Із сумісного розв'язку рівнянь (3) та (6) із урахуванням (5), (7) отримаємо наступний вираз для зусилля на пілоні:

$$P_{\Pi} = \frac{4P_{IV}L_V \sin \beta}{L_V + 4C_{\Pi}E'F \cos^2 \alpha}, \quad (8)$$

з урахуванням (4) – для переміщення пілона:

$$\Delta X_{\Pi} = \frac{4P_{IV}L_V H^3 \sin \beta}{3EIL_V + 4E'H^3 F \cos^2 \alpha}. \quad (9)$$

З урахуванням того, що $P_{IV} = P/\cos \beta$, $\alpha = 29^\circ$, $\beta = 70^\circ$, отримуємо наступні значення від навантаження одиничною силою: $P_{IV} = 0,73$ тс; $P_V = 0,77$ тс; $P_{\Pi} = 0,77$ тс; $\Delta X_{\Pi} = 3,8$ мм.

Аналіз переміщень троса IV. Оцінимо податливості вантів у вертикальному напрямку. При навантаженні троса IV силою $P = 0,25$ тс (рис. 10) його вертикальне переміщення відбувається за рахунок:

- переміщення пілона в горизонтальному напрямку (рис. 10,а);
- переміщення троса III в горизонтальному напрямку (рис. 10,б);
- видовження троса IV.

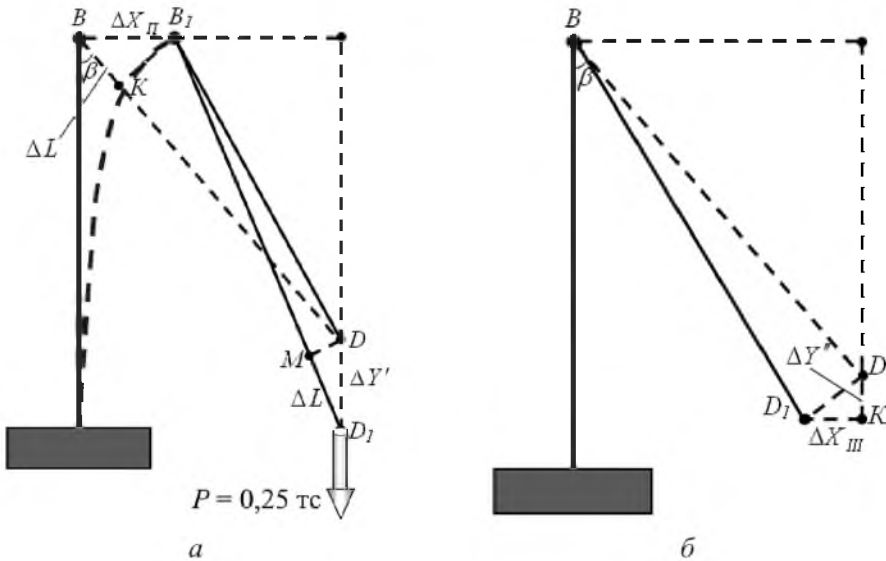


Рис. 10. Переміщення троса IV.

Спочатку трос IV займав положення BD (рис. 10). При переміщенні пілона в горизонтальному напрямку він зайняв положення B_1D_1 (рис. 10,а). При цьому точка D прикладення сили P змістилася в вертикальному напрямку в точку D_1 на величину $\Delta Y'$. Із трикутника DMD_1 величина $\Delta Y'$ з урахуванням того, що зміною кута β можна нехтувати, визначається як

$$\Delta Y' = \frac{\Delta L}{\cos \beta}, \quad (10)$$

де величина ΔL знаходиться з трикутника BKB_1 :

$$\Delta L = \Delta X_{II} \sin \beta. \quad (11)$$

Аналогічно на переміщення точки D в вертикальному напрямку на величину $\Delta Y''$ (рис. 10,б) впливає переміщення троса III в горизонтальному напрямку. При цьому для визначення $\Delta Y''$ з трикутника DKD_1 отримаємо наступний вираз:

$$\Delta Y'' = \Delta X_{III} \operatorname{tg} \beta, \quad (12)$$

де ΔX_{III} – видовження троса III в горизонтальному напрямку,

$$\Delta X_{III} = \frac{P_{III} L_{III}}{2E'F}; \quad (13)$$

P_{III} – осьове зусилля в тросі III ; L_{III} – довжина троса III .

Окрім цього, треба враховувати видовження троса IV :

$$\Delta L_{IV} = \frac{P_{IV} L_{IV}}{E'F}, \quad (14)$$

яке призводить до вертикального переміщення:

$$\Delta Y''' = \frac{\Delta L_{IV}}{\cos \beta}, \quad (15)$$

де P_{IV} – зусилля в тросі IV ; L_{IV} – довжина троса IV .

Таким чином, загальне вертикальне переміщення точки D (рис. 10) з урахуванням (10)–(15) становить:

$$\Delta Y = \Delta Y' + \Delta Y'' + \Delta Y''' = \left(\Delta X_{II} + \frac{P_{III} L_{III}}{2E'F} \right) \operatorname{tg} \beta + \frac{P_{IV} L_{IV}}{E'F \cos \beta}. \quad (16)$$

Підставимо вираз (9) в (16) з урахуванням того, що $P_{IV} = P/\cos \beta$, $P_{III} = P_{IV} \sin \beta$, $\alpha = 29^\circ$, $\beta = 70^\circ$, і отримаємо значення вертикального переміщення одного троса IV від одиничної сили $\Delta Y = 26,2$ мм.

Сумісне рівняння податливостей труби та троса. При навантаженні додатковою силою $P = 1$ тс у місці кріплення ванта до труби зусилля між ними розподіляються наступним чином:

$$4P_k + P_p = 1 \text{ тс}, \quad (17)$$

де P_k – зусилля, яке передається на один вант; P_p – зусилля, яке передається на трубу.

Для переміщень троса й труби маємо співвідношення

$$P_k C_k = P_p C_p, \quad (18)$$

де C_k – податливість одного троса без урахування наявності труби, $C_k = \Delta Y / 0,25 = 105$ мм/тс; C_p – податливість труби, яка визначається з використанням ПК “3D PipeMaster” без урахування вантів, $C_p = 89,2$ мм/тс.

Розв’язок системи рівнянь (17), (18) наступний: $P_k = 0,19$ тс; $P_p = 0,23$ тс.

Таким чином, при дії на весь перехід додаткового зовнішнього зусилля, наприклад, рівного 50 тс, у тросах виникають додаткові зусилля: $P_{III} = 13,0$ тс; $P_{IV} = 13,9$ тс; $P_V = 14,6$ тс, які призводять до додаткових напружень: $\sigma_{III} = 198,7$ МПа; $\sigma_{IV} = 212,5$ МПа; $\sigma_V = 223,7$ МПа та в комбінації з існуючими напруженнями (табл. 1) сягають 380 МПа. Незважаючи на те, що це значні навантаження, вони в два рази менші за границю міцності. Значення додаткових зусиль у тросах VI та VII (рис. 5) складають 4,75 тс, що призводить до додаткових напружень 72 МПа. На кожен пілон при цьому додатково діє горизонтальне навантаження $P_{II} = 1,03$ тс, яке в місцях защемлення пілонів зумовлює напруження 38,2 МПа.

2.2. Аналітичний розрахунок напружень у вантах при додатковому навантаженні й вільних котках. Котки на пілонах защемлені. Однак оскільки на них може діяти велике горизонтальне навантаження P_{II} , можлива ситуація, коли вони зірвуться. Оцінимо вплив додаткового навантаження в точках кріплення вантів до трубопроводу на напруження в вантах при вільних котках на пілонах.

Розв’язок такої задачі подібний до розв’язку задачі при защемлених котках. Різниця полягає лише в тому, що зусилля в тросах IV та V рівні між собою:

$$P_{IV} = P_V = P / \cos \beta. \quad (19)$$

У цьому разі при навантаженні одиничною силою маємо наступні значення: $P_{III} = 0,69$ тс; $P_{IV} = P_V = 0,73$ тс; $P_{II} = 0,19$ тс; $\Delta X_{II} = 13,3$ мм; $\Delta Y = 52,4$ мм. За такого значення ΔY розв’язок системи рівнянь (17) і (18) такий: $P_k = 0,16$ тс; $P_p = 0,37$ тс.

При дії на весь перехід додаткового зовнішнього зусилля, наприклад, рівного 50 тс (в обох точках кріплення вантів прикладене зусилля 25 тс), у тросах виникають додаткові зусилля: $P_{III} = 11,0$ тс; $P_{IV} = 11,7$ тс; $P_V = 11,7$ тс, які призводять до додаткових напружень: $\sigma_{III} = 166,5$ МПа; $\sigma_{IV} = 177,1$ МПа, $\sigma_V = 177,1$ МПа та в комбінації з існуючими напруженнями (табл. 1) досягають 342 МПа. Значення додаткових зусиль, які виникають у тросах VI та VII (рис. 5), складають 4 тс, що призводить до додаткових напружень 61 МПа. На кожен пілон додатково діє горизонтальне навантаження $P_{II} = 3,0$ тс, яке в місцях защемлення пілонів призводить до напруження 122,4 МПа.

2.3. Розрахунок напружень у вантах і трубі при додатковому навантаженні та защемленні котків за допомогою ПК “3D PipeMaster”. Оцінимо вплив додаткового навантаження в точках кріплення вантів до трубопроводу на НДС переходу при защемлених котках на пілонах. Розрахункову модель переходу показано на рис. 11.

Для перевірки аналітичного розрахунку проведемо аналіз зусиль та переміщень вантів без урахування труби. При навантаженні одиничною вертикальною силою в місці кріплення вантів до труби маємо такі результати: $P_{IV} = 0,73$ тс; $P_V = 0,78$ тс; $P_{II} = 0,06$ тс; $\Delta X_{II} = 4,1$ мм; $\Delta Y = 28,4$ мм. Отри-

мані дані практично збігаються з аналітичними значеннями і свідчать про коректність як аналітичного, так і числового розрахунків.

В табл. 2 приведено результати розрахунку переходу при врахуванні впливу вантів і труби за симетричною (в обох точках кріплення вантів до труби прикладено силу 25 тс) та несиметричною (сила 50 тс прикладена лише в одній точці кріплення вантів до труби) схемами навантаження.

Т а б л и ц я 2

Напруження й переміщення в вантах при дії додаткового зусилля

№ розв'язку	ΔY , мм	ΔX_{II} , мм	P_{II} , тс	$\frac{P_{III}, \text{тс}}{\sigma_{III}, \text{МПа}}$	$\frac{P_{IV}, \text{тс}}{\sigma_{IV}, \text{МПа}}$	$\frac{P_V, \text{тс}}{\sigma_V, \text{МПа}}$	$\frac{P_{VI}, \text{тс}}{\sigma_{VI}, \text{МПа}}$	$\frac{M_{II}, \text{Н} \cdot \text{м}}{\sigma_{II}, \text{МПа}}$	$\frac{M_{\max}, \text{Н} \cdot \text{м}}{\sigma_{\max}, \text{МПа}}$
1	498,9	72,3	1,03	$\frac{13,0}{198,7}$	$\frac{13,9}{212,5}$	$\frac{14,6}{223,7}$	$\frac{4,75}{72}$	$\frac{0,7 \cdot 10^6}{38,2}$	—
2	511,6	76,2	1,03	$\frac{11,9}{181,9}$	$\frac{13,8}{210,4}$	$\frac{14,6}{223,7}$	$\frac{4,7}{72}$	$\frac{0,7 \cdot 10^6}{38,1}$	$\frac{1,365 \cdot 10^6}{75,3}$
3	681,8	78,8	1,05	$\frac{11,9}{181,9}$	$\frac{14,2}{217,5}$	$\frac{15,1}{231,3}$	$\frac{4,9}{74,4}$	$\frac{0,7 \cdot 10^6}{39,1}$	$\frac{3,6 \cdot 10^6}{202,6}$

Примітка. № 1 – аналітичний розв'язок при дії додаткового зовнішнього зусилля 25 тс в обох точках кріплення вантів; № 2 – розв'язок за допомогою ПК “3D PipeMaster” при дії додаткового зовнішнього зусилля 25 тс в обох точках кріплення вантів; № 3 – розв'язок за допомогою ПК “3D PipeMaster” при дії додаткового зовнішнього зусилля 50 тс в одній точці кріплення вантів.



Рис. 11. Розрахункова модель вантового переходу за дії додаткового навантаження, побудована в ПК “3D PipeMaster”.

Результати аналітичного та числового розрахунків при навантаженні додатковим зусиллям 25 тс в обох точках кріплення вантів практично збігаються (табл. 2). Загальні напруження в вантах сягають близько 400 МПа, що в два рази менше за границю міцності. В табл. 2 також наведено додаткові значення згинальних моментів M_{II} і напружень σ_{II} у пілонах та максимальних згинальних моментів M_{\max} і напружень σ_{\max} у трубі.

При прикладенні додаткового зусилля 50 тс в одній точці кріплення вантів загальні напруження в них сягають 400 МПа, що в два рази менше за границю міцності. При цьому додаткові напруження в трубі дорівнюють

200 МПа, в пілонах – 40 МПа. Такий великий рівень напружень свідчить про те, що за такого навантаження в трубі й пілоні можливі пластичні деформації.

3. Розрахунок зусиль і напружень у трубопроводі під час руху поршня. На прикладі розв’язання двох задач проаналізовано зміну НДС трубопроводу під час руху внутрішньотрубного поршня.

3.1. Поршень рухається по криволінійних ділянках переходу. Рух поршня по ділянках переходу з певною кривиною (коліно) зумовлює додаткову центробіжну силу. Наприклад, при русі поршня масою $m = 6$ т зі швидкістю $v = 2$ м/с по коліну з радіусом кривини $r = 6$ м центробіжна сила становить $F_c = mv^2/r = 4$ тс.

За допомогою ПК “3D PipeMaster” розраховано значення напружень та переміщень, які виникають у трубопроводі при додатковій модельній центробіжній силі 1 тс у зоні колін. На рис. 12 показано повітряний перехід у плані та його zdeформовану форму при прикладенні додаткового зусилля в точці з координатою $x = 20$ м. Для наочності zdeформовану форму представлено шляхом додавання до початкової форми додаткових переміщень, помножених на коефіцієнт 200. У точці прикладення сили горизонтальні переміщення становлять 7,3 мм, поздовжні – 4,7 мм. Прикладена центробіжна сила призводить до максимального осьового зусилля в вантах 0,3 тс, що в напруженнях становить 5 МПа. При цьому напруження у трубопроводі від згинальних моментів складають близько 1,4 МПа.

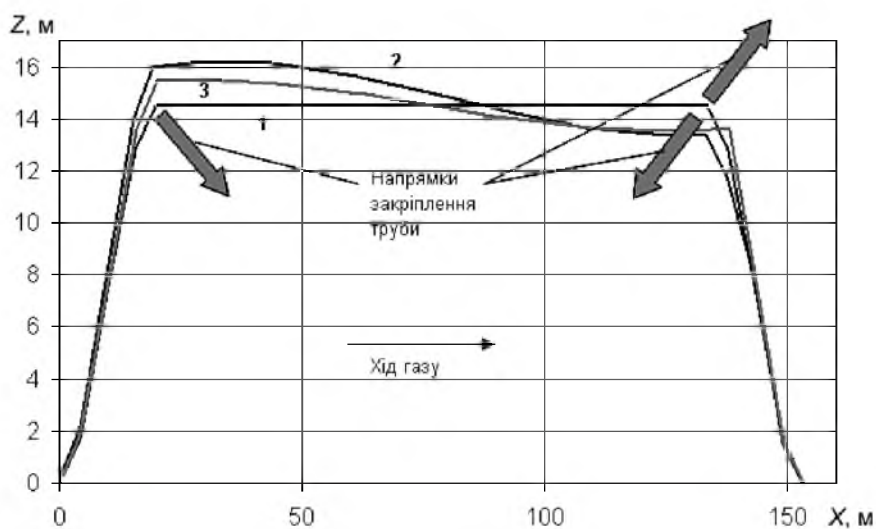


Рис. 12. Переміщення трубопроводу при русі поршня вагою 1 тс: 1 – повітряний перехід у плані; 2 – zdeформована геометрія переходу за дії центробіжної сили; 3 – zdeформована геометрія переходу за дії додаткової осьової сили.

3.2. Поршень рухається по центральній прямолінійній ділянці переходу. Внаслідок накопичення різного роду відходів перед поршнем можливе періодичне його застрягання. У такому випадку виникає різниця тисків між точками, що знаходяться позаду та попереду поршня, і, як наслідок, додаткове

осьове зусилля, яке стримується силами тертя на опорах. Сила тертя на одній опорі при коефіцієнті тертя 0,1 складає приблизно 2,3 тс. Якщо додаткове зусилля перевищує сили тертя, то в переході мають місце додаткові переміщення.

За допомогою ПК “3D PipeMaster” розраховано значення напружень і переміщень, які виникають у трубопроводі при додатковій осьовій силі 1 тс на центральній прямолінійній ділянці переходу. На рис. 12 крива 3 відображає форму повітряного переходу в горизонтальній площині при дії такої додаткової осьової сили. Здеформовану форму отримано шляхом додавання до початкової (на рис. 12 крива 1) додаткових переміщень, помножених на коефіцієнт 200. При цьому максимальні горизонтальні переміщення становлять 5 мм, поздовжні – 3,8 мм. Прикладена осьова сила зумовлює максимальне осьове зусилля в вантах 0,2 тс, що в напруженнях становить 3,2 МПа. Напруження у трубопроводі від згинальних моментів складають близько 1 МПа.

Внаслідок руху поршня по трубі можуть виникнути додаткові переміщення у горизонтальній площині, які необхідно обмежити. Для цього перед пропусканням поршня рекомендується закріпити перехід на криволінійних ділянках у напрямках, що вказані на рис. 12 стрілками.

Виникнення додаткових горизонтальних переміщень може супроводжуватися динамічними ефектами, в результаті чого напруження в вітрових розтяжках значно збільшаться. У разі розриву однієї вітрової розтяжки на трубу буде діяти зусилля принаймні в 1,5 тс, яке стримує розтяжка. Дія такого зусилля призведе до додаткового переміщення труби в напрямку кривини ще на 8 см. При дублюванні натягнутих вітрових розтяжок цього можна уникнути.

Додатково з використанням ПК “3D PipeMaster” виконано динамічний розрахунок переходу, який показує, що наявність вітрових розтяжок майже не впливає на власні частоти та форми коливань труби.

Висновки

1. Виконано комплексний аналіз стану труби та вантів перед пропусканням діагностичного снаряда з використанням як аналітичних, так і числових процедур. Розрахунки проведено для поточної ситуації та за дії додаткового навантаження від поршня.

2. За результатами інструментальної зйомки за допомогою ПК “3D PipeMaster” побудовано модель труби повітряного переходу і за різних розрахункових режимів оцінено її НДС. За результатами замірів провисання вантів отримано значення сил натягу.

3. Проведено аналітичне та числове за допомогою ПК “3D PipeMaster” моделювання впливу додаткового навантаження на перехід, зумовленого наявністю поршня з брудом.

4. Проаналізовано зміну НДС трубопроводу під час руху внутрішньотрубного поршня. Показано, що при русі поршня по трубі можливе виникнення додаткових переміщень у горизонтальній площині, які необхідно обмежити. Із цією метою рекомендується перед пропусканням поршня виконати закріплення переходу на криволінійних ділянках.

Резюме

Выполнен расчет напряженно-деформированного состояния вантового перехода при существующем его положении и дополнительном воздействии от диагностического поршня. Для определения усилий в трубе и вантах наряду с программным комплексом “3D PipeMaster” применялись аналитические решения. Такой комплексный анализ позволяет не только оценить напряжения в ответственных элементах перехода, но и разработать рекомендации по укреплению конструкции воздушного перехода перед проведением внутритрубной диагностики.

1. *Орняк И. В., Богдан А. В., Бородий М. В.* Використання категоризації напружень і деформаційних критеріїв при оцінці міцності магістральних трубопроводів // Техн. диагностика и неразрушающий контроль. – 2007. – № 4. – С. 6 – 15.
2. *Орняк И. В., Тороп В. М., Ромащенко В. А., Жураховский С. В.* Расчет пространственного разветвленного трубопровода в программном комплексе оценки прочности оборудования АЭС // Пробл. прочности. – 1998. – № 2. – С. 87 – 100.
3. *Красовский А. Я., Орняк И. В., Радченко С. А., Батура А. С.* Оценка прочности трубопроводов АЭС с учетом их фактического состояния с помощью программного комплекса “3D PipeMaster” // Проблемы ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин. – Київ: Ін-т електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України. – 2006. – С. 171 – 177.
4. *Орняк И. В., Радченко С. А., Батура А. С.* Расчет собственных и вынужденных колебаний трубопроводной системы. Сообщ. 1. Анализ колебаний пространственной стержневой системы // Пробл. прочности. – 2007. – № 1. – С. 79 – 93.
5. *Орняк И. В., Радченко С. А., Батура А. С.* Расчет собственных и вынужденных колебаний трубопроводной системы. Сообщ. 2. Динамическая жесткость гиба трубы // Там же. – № 2. – С. 52 – 71.

Поступила 12. 05. 2009