

УДК 622.691.4.004

В.Г.ТОПОРОВ, канд. техн. наук, Р.В.ШИМАНОВСКИЙ, І.І.КАПЦОВ  
*УкрНДГаз, м.Харків*

## **ДО ВИБОРУ ФОРМИ ПІДСИЛЮЮЧОЇ НАКЛАДКИ ПРИ РЕМОНТІ ТРУБОПРОВОДІВ**

Розглядається метод ремонту трубопроводів встановленням підсилюючої накладки трьох варіантів форми – круглої, подовженої вздовж окружності та подовженої вздовж твірної труби. Виконано розрахунки методом кінцевих елементів і проаналізовано напружений стан конструкції з подальшими рекомендаціями щодо ремонту.

Для оцінки стану трубопроводу застосовують зовнішні і внутрішні (для труб великого діаметра) обстеження за допомогою різних методів дефектоскопії. Виявлені дефекти класифікують за ступенем небезпеки і приймають відповідні рішення по забезпеченню подальшої безпечної експлуатації – ремонтувати трубопровід або періодично контролювати його з метою оцінки поведінки дефекту в часі.

Оцінку ступеня небезпеки поверхневих дефектів на трубопроводах і їх придатності до подальшої експлуатації сьогодні проводять розрахунковими методами. На міжнародному рівні відомий, наприклад, метод англійської компанії “British Gas” і так званий “критерій В31G” з стандарту ANSI/ASME В31G–1991. В Україні діє свій нормативний документ [1], який дозволяє оцінити залишковий ресурс трубопроводу.

Правильна оцінка можливості подальшої експлуатації трубопроводу з дефектами вимагає знання значного числа факторів, серед яких міцність матеріалу труби (початкова і фактична), напруження, виникаючі при будівництві й експлуатації, тип, кількість і розподіл дефектів, механізм росту дефектів та ін.

Найважливішим параметром, що характеризує міру небезпеки поверхневого дефекту, є його глибина, далі йдуть осьова довжина і ширина. В загальному випадку глибина визначає точку початку руйнування, в той час як осьова довжина – вид руйнування (витік або розрив). Зазвичай протяжні вздовж осі дефекти мають тенденцію до розриву, тоді як відносно короткі – тенденцію до витіку. Так звану межу “розрив – витік” знайти складно, але встановлено, що для більшості трубопроводів дефекти з осьовою довжиною, рівною трьом товщинам стінки ( $3\delta$ ) або менше, приводять до витіків, а дефекти з довжиною більше  $3\delta$  – до розриву.

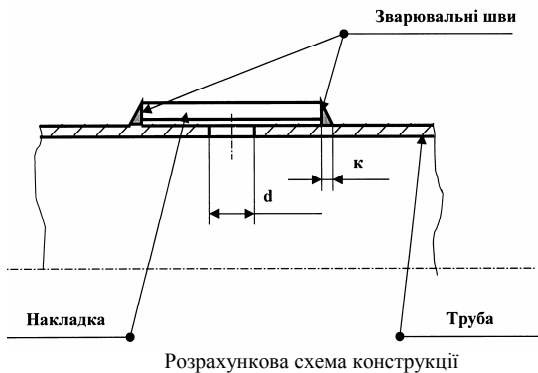
Відомо, що дефекти типу “корозійна виразка” (втрата металу) з осьовою протяжністю не більше  $3\delta$  можуть мати глибину до 90% від номінальної товщини стінки труби, перш ніж виникне ризик руйну-

вання і дефект призведе до витoku. Одним з найпоширеніших методів ремонту таких незначних дефектів трубопроводів є встановлення підсилюючої накладки. Якщо трубопровід має достатню надійність стосовно руйнування, цей метод ремонту може використовуватися без припинення роботи трубопроводу, тобто під тиском [2].

Для виявлення найбільш раціональної форми підсилюючої накладки проведено розрахунки конструкції частки трубопроводу з накладкою методом кінцевих елементів. Розглянуто три варіанти форми накладки: круглої, подовженої вздовж окружності та подовженої вздовж твірної труби. Бажано, щоб накладка, встановлена на трубопроводі, не збільшувала значно рівень напружень у трубі поки дефект є ще герметичним, а також коли дефект розгерметизувався і порожнина під накладкою знаходиться під тиском.

Розрахунки проведені для конструкції з такими параметрами:  $D=0,426$  м – зовнішній діаметр трубопроводу;  $\delta=0,006$  м – товщина стінки трубопроводу з урахуванням можливого мінусового допуску;  $\delta_n=0,007$  м – товщина накладки;  $\Delta=0,001$  м – зазор між трубою і накладкою;  $k=0,006$  м – катет зварювального шва.

Вважається, що трубопровід і накладка виконані з сталі. Розрахункова схема конструкції частки трубопроводу з підсилюючою накладкою наведена на рисунку, де через  $d$  позначено розмір дефекту в трубопроводі (поки труба є герметичною –  $d = 0$ ). Тиск  $P$  прикладається по всій внутрішній поверхні труби, а в тих випадках, коли дефект перетворився на вирізку, – ще й в порожнині між трубою і накладкою.



Трубопровід, накладка і зварювальний шов змодельовано твердотільними тетраедральними кінцевими елементами [3]. При розрахун-

ках використані умови симетрії конструкції відносно координатних площин.

Напружений стан трубопроводу з накладкою є більш складним, ніж звичайної труби, тому міцність елементів конструкції оцінювалась по найбільших еквівалентних напруженнях, які розраховані по гіпотезі енергії формозміни Фон Мізеса:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)},$$

де  $\sigma_x = \sigma_{11}$ ,  $\sigma_y = \sigma_{22}$ ,  $\sigma_z = \sigma_{33}$ ,  $\tau_{xy} = \sigma_{12}$ ,  $\tau_{yz} = \sigma_{23}$ ,  $\tau_{zx} = \sigma_{31}$  – компоненти тензора напружень у тій точці елемента конструкції, яка розглядається.

Результати розрахунків для трубопроводу з трьома варіантами підсилюючих накладок наведено в таблиці, де позначено:  $K_H = \sigma_{H \max} / \sigma_{\text{тр}}$  – коефіцієнт напружень в накладці;  $K_{\text{ш}} = \sigma_{\text{ш} \max} / \sigma_{\text{тр}}$  – коефіцієнт напружень в зварювальному шві;  $K_A = \sigma_A / \sigma_{\text{тр}}$ ,  $K_B = \sigma_B / \sigma_{\text{тр}}$  – коефіцієнти напружень в точках А і В трубопроводу відповідно. Тут  $\sigma_{\text{тр}}$  – максимальні еквівалентні напруження в трубопроводі без дефекту і без накладки;  $\sigma_{H \max}$  – максимальні еквівалентні напруження в накладці;  $\sigma_{\text{ш} \max}$  – максимальні відносні еквівалентні напруження в зварювальному шві;  $\sigma_A$ ,  $\sigma_B$  – відносні еквівалентні напруження в точках А і В відповідно, ці точки розташовані в місцях максимальних напружень поблизу зварювальних швів (у повздовжньому і поперечному перерізах труби).

За результатами розрахунків можна зробити такі висновки:

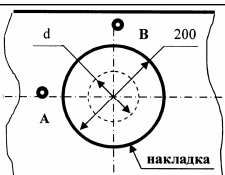
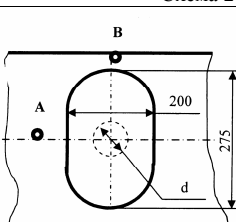
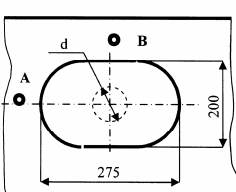
1. При відсутності тиску в зазорі між трубою і накладкою (труба герметична) для всіх розглянутих схем установки накладки збільшення напружень в основній трубі не перевищує 3-7% в невеликій зоні (40-60 мм) поблизу зварювального шва.

2. При порушенні герметичності трубопроводу і появи тиску під накладкою найбільш раціональними є кругла накладка (схема 1) і накладка, подовжена у напрямку окружності (схема 2). Для цих схем збільшення напруження в основній трубі не перевищує 18,5% при незначному зменшенні жорсткості труби в зоні під накладкою, де при значному дефекті труби зростання напружень в точці В труби для схеми 2 може досягати 32%.

3. Напруження в накладці для всіх розглянутих варіантів розрахунку (крім варіанту  $d=100$  мм для схеми 3) нижче, ніж в основній трубі.

4. Встановлення накладки за схемою 3 (вздовж твірної) небажано застосовувати у зв'язку з підвищеним рівнем напружень при розгерметизації труби під накладкою як в основній трубі, так і в накладці.

Результати розрахунків підсилюючих накладок

Схема	Розрахункова величина	Напруження при діаметрі $d$ отвору в трубопроводі		
		$d = 0$	$d = 0,02 \text{ м}$	$d = 0,1 \text{ м}$
Схема 1 (накладка кругла)				
	$K_H$	0,537	0,874	0,953
	$K_{III}$	0,747	1,000	1,042
	$K_A$	1,068	1,147	1,089
	$K_B$	1,068	1,184	1,147
Схема 2 (накладка подовжена вздовж окружності)				
	$K_H$	0,589	0,947	0,921
	$K_{III}$	0,795	1,042	1,042
	$K_A$	1,063	1,184	1,105
	$K_B$	1,047	1,132	1,316
Схема 3 (накладка подовжена вздовж твірної)				
	$K_H$	0,484	0,984	1,121
	$K_{III}$	0,695	1,095	1,210
	$K_A$	1,053	1,226	1,153
	$K_B$	1,037	1,274	1,389

Таким чином, при ремонті дефектів трубопроводів типу “корозійна виразка” найбільш раціональною формою підсилюючої накладки є кругла форма. Як виключення в деяких обґрунтованих випадках можлива також установка накладки мало подовженої уздовж окружності труби.

1.Методика оцінки технічного стану трубопроводу з тривалим строком експлуатації та його залишкового ресурсу (друга редакція). – Харків: УкрНДІгаз, 2002.

2.СОУ 11.2-30019775-029:2004. Промислові газопроводи. Технологія ремонту під

тиском.

З.Шимкович Д.Г. Расчет конструкций MSC/NASTRAN for Windows. – М: ДМК Пресс, 2001. – 446 с.

*Отримано 24.11.2004*

УДК 697.32

Я.В.АДАМЧО

*Восточноукраинский национальный университет им. Владимира Даля, г.Луганск*

### **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТУРБУЛЕНТНОГО ПОТОКА В КАНАЛАХ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК**

Предлагается математическая модель для расчета турбулентных течений в каналах вентиляционных систем теплогенерирующих установок. Вихревая вязкость определена по “связке” Прандтля-Колмогорова на основе  $k$ - $\epsilon$  модели турбулентности.

Оценка загрязнений окружающей среды теплогенерирующими установками (ТГУ) коммунального хозяйства требует определения суммарного выброса ТГУ в атмосферу. Поскольку выброс осуществляется вентиляционными системами, для его расчета требуется соответствующий математический аппарат, в частности, математические модели турбулентных потоков в каналах вентиляционных систем ТГУ.

Турбулентное течение является сложным физическим процессом, моделирование которого проводится при существенных упрощениях математического описания либо с использованием достаточно сложных вычислительных процедур [1, 2]. В первую очередь, это связано с выбором модели турбулентности для замыкания уравнений движения Рейнольдса.

В работе предложен компромиссный вариант математической модели турбулентного потока для цилиндрических и призматических каналов, который сочетает использование современных подходов к описанию турбулентного потока и допущений, позволяющих существенно упростить численную процедуру интегрирования.

Рассмотрим в декартовой системе координат канал произвольной формы с несжимаемой рабочей средой, поток которой направлен вдоль оси  $x$ . Теоретической основой моделирования турбулентного течения в таком канале является система уравнений движения Рейнольдса и неразрывности [2]. Поскольку используемые в практике прикладных расчетов модели турбулентности определяют дополнительные турбулентные напряжения на основе концепции вихревой вязкости, то формально систему можно представить в виде