

2. Гладь І. В., Федорів М. Й. Розрахунок напруги живлення електробура // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – № 5. – С. 23-24.

3. Гладь І.В., Федорів М.Й., Галушак І.Д. Модернізація системи електропостачання електробура на основі її математичної моделі // Тези ІІІ МНПК “Проблеми економії енергії”. – Львів, 2001. – С. 164-165.

4. Гладь І.В. Аналіз методів та засобів контролю напруги на затискачах занурюваних електродвигунів // Методи та прилади контролю якості. – Івано-Франківськ, 2003. – № 11. – С. 85-90.

5. Гладь І.В. Система контролю енергетичних параметрів занурюваних електродвигунів // Розвідка і розробка нафтових і газових родо-

ваних та досліджених авторами [1, 2, 7], досягається значно менше винесення абсорбенту ніж у вищ. – Івано-Франківськ, 2004. – № 1(10). – С. 96-99.

6. Шидловський А.К., Музиченко О.Д. Симетруючі пристрої. – К.: Техніка, 1970. – 164 с.

7. Семенцова А.А. Средства контроля момента на долоте, осевой нагрузки и частоты вращения долота при бурении наклонно-направленных скважин электробурами // Автоматизация и телемеханизация нефт. пром-сти. – 1982. – № 3. – С. 7-9.

8. Гладь І.В. Система контролю параметрів електроспоживання промислових споживачів // Зб. наукових праць за результатами МНПК “Мікропроцесорні пристрої та системи в автоматизації виробничих процесів”. – Хмельницький, 2003. – С. 54-58.

УДК 621.532.3

## КРИТИЧНІ ШВИДКОСТІ ПОЧАТКУ РЕЖИМІВ ПІДВИСАННЯ ТА ЗАХЛИНАННЯ ТРУБЧАСТОГО ТЕПЛОМАСООБМІННОГО ЕЛЕМЕНТА

Ф.В.Козак, Я.М.Дем'янчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42351,  
e-mail: teplo@nung.edu.ua

*Исследованы режимы работы трубчатого теплообменного элемента и получены эмпирические зависимости для определения критических скоростей начала режимов подвисания и захлебывания, а также проведено моделирование этих критических скоростей при реальных условиях, существующих в газовой промышленности.*

У процесі видобування та транспортування природного газу від родовищ до споживачів актуальною є проблема вилучення з газового потоку газоподібної вологи, яка призводить до багатьох негативних наслідків для газотранспортного устаткування. Встановлені жорсткі норми вмісту вологи в природному газі в процесі транспортування та подачі його споживачам. Для дотримання цих норм потрібна ефективна робота установок осушення, як у підготовці газу на промислах, так і на проміжних компресорних станціях магістральних газопроводів. У вітчизняній практиці широко застосовується абсорбційне осушення природного газу за допомогою гліколів високої концентрації. В експлуатаційних витратах на осушення газу основну частину складають втрати гліколю високої вартості з потоком осушеного газу. Отже, радикального зменшення експлуатаційних витрат можна досягнути у випадку використання таких технологій осушення газу, які забезпечують мінімальні втрати абсорбенту.

Однією з таких технологій є трубчато-колонне фракціонування, за якого завдяки плівковій схемі руху абсорбенту в середині трубчастих теплообмінних елементів, запропоно-

*It has been investigated the operating mode of the tubular heat-mass exchange part and received the empirical dependence for the determination of critical speeds of the beginning of such modes as hanging and flooding. There has been done the simulation of the critical speeds at real conditions that exist in gas industry.*

широко розповсюджених апаратах барботажного типу. Для одержання максимальної продуктивності масообмінних апаратів за мінімальних матеріальних затрат важливо досягати якомога більших швидкостей руху газового потоку в середині цих елементів без появи явища винесення абсорбенту з газовим потоком. Тому, в ході досліджень велика увага приділялася визначенню меж зміни режимів роботи трубчастого теплообмінного елемента. Виявлено, що досліджуваний теплообмінний елемент має чотири режими роботи [2]. З точки зору придатності для експлуатації найбільш оптимальним є перший режим роботи – режим вільного стікання плівки рідини.

Аналітично визначити межі зміни режиму роботи трубчастого теплообмінного елемента – надзвичайно складна задача. Для одержання залежностей, за якими можна визначити критичні зміни режимів руху фаз, багатьма дослідниками на практиці використовуються напівемпіричні залежності, які дозволяють з певною точністю описати зміну режимів для конкретних конструкцій апаратів та використаних контактних пристроїв.

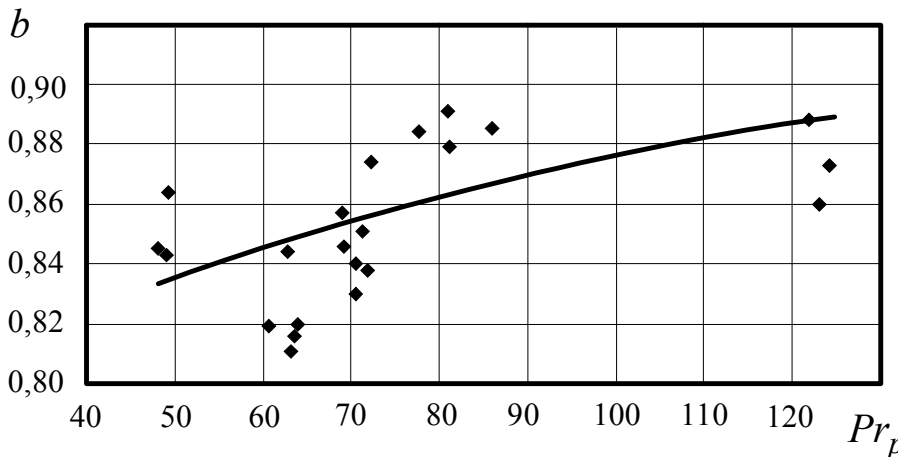


Рисунок 1 — Залежність коефіцієнта  $b$  від критерію Прандтля  $Pr_p$  для критичної швидкості початку режиму підвисання рідини в трубчастому елементі за умови  $L/G=const$

Для визначення критичних швидкостей початку режиму підвисання та початку захлинення трубчастого тепломасообмінного елемента в роботі використано залежність, запропоновану Бейном і Хоугеном [3], яка експериментально підтверджена на практиці в широкому діапазоні зміни густин газів

$$\lg\left(\frac{w^2}{g \cdot d_{екв}} \cdot \frac{\rho_g}{\rho_p} \cdot \mu_p^{0,16}\right) = b - c \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\rho_g}{\rho_p}\right)^{\frac{1}{8}}, \quad (1)$$

де:  $w$  – лінійна швидкість руху газу, м/с;  
 $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр трубчастого елемента, м;  
 $\rho_g, \rho_p$  – густини газу та рідини, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\mu_p$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини;  
 $L, G$  – відповідно масові швидкості рідини і газу, кг/(м<sup>3</sup>·с);  
 $b$  і  $c$  – дослідні коефіцієнти.

У розрахунках для пливкових апаратів рекомендують використовувати такі значення коефіцієнтів  $b$  і  $c$ :  $b=0,4$  і  $c=1,75$  для критичної швидкості початку режиму підвисання [4].

Як вказують Малюсов В.А., Жаворонков Н.М. та ін. [5], значення коефіцієнта  $b$  може змінюватися залежно від конструкції трубчастої насадки, тому рівняння потребує уточнення.

Проведені авторами дослідження проводилися для насадки з аксіальним завихрювачем з такими параметрами: внутрішній діаметр труби – 25 мм, крок між вічками завихрювача – 40 мм, ширина полотна – 21 мм, товщина полотна – 1 мм, крок спіралі – 35 мм. Дослідження тепломасообмінного елемента проводилися на системі „повітря – мінеральна олива”. Вибір теплоносіїв був зумовлений необхідністю виключити вплив процесу масообміну на теплообмін [4]. Опис дослідного стенда та методика проведення експериментів наведені раніше [6, 7].

Досліди показали, що коефіцієнт  $b$  для трубчастого тепломасообмінного елемента за-

лежить від критерію Прандтля рідини та відношення масових витрат газової і рідинної фаз. Для прикладу ця залежність ілюструється залежністю коефіцієнта  $b$  від  $Pr_p$  (рис. 1).

Критичні швидкості захлинення визначали за графіками залежності втрати тиску в трубчастому елементі від швидкості газового потоку в логарифмічних координатах.

Після узагальнення дослідних даних за методом найменших квадратів одержано рівняння розрахунку коефіцієнта  $b$  та значення коефіцієнта  $c$  для визначення швидкості початку режиму підвисання рідини

$$b_n = 0,6073 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0,0232} \cdot Pr_p^{0,0859},$$

$$c_n = 0,9295. \quad (2)$$

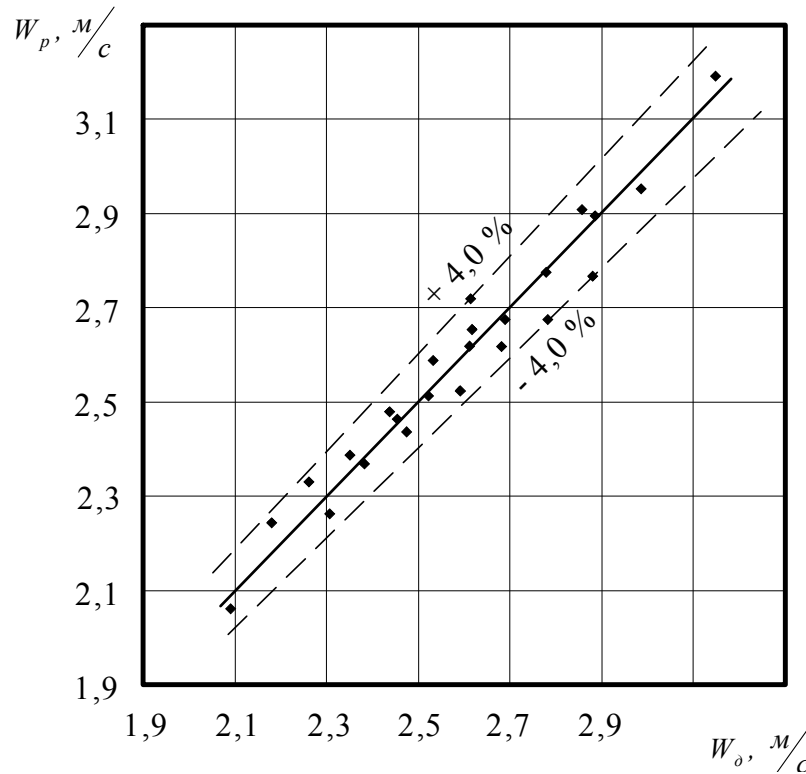
Аналогічно були оброблені дослідні дані для визначення критичної швидкості початку режиму захлинення трубчастого тепломасообмінного елемента і одержано рівняння визначення коефіцієнта  $b$

$$b_3 = 0,4628 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0,0241} \cdot Pr_p^{0,0922},$$

$$c_3 = 1,1724. \quad (3)$$

Критичні швидкості, визначені за рівняннями (2) і (3), відрізняються від дослідних на  $\pm 6,5\%$  для початку режиму підвисання рідини та на  $\pm 4\%$  для початку режиму захлинення елемента (рис. 2). Слід відзначити достатньо високу точність методики Бейна – Хоугена, що дозволяє рекомендувати її для застосування у визначенні меж режимів тепломасообмінного елемента і за більш високих тисків газу.

Одержані рівняння (2) та (3) справедливі в діапазонах зміни відношення масових швидкостей рідини та газу  $L/G=1-7$ , критерію Прандтля рідини  $Pr_p = 40-130$ , критерію Рейнольдса



**Рисунок 2 — Порівняння дослідних  $W_\delta$  і розрахункових  $W_p$  критичних швидкостей початку режиму захливання для трубчастого тепломасообмінного елемента за  $Re_2 = 1700 \div 5100$ ;  $Re_p = 13 \div 135$ ;  $Z_c = 0,035$  м;  $Pr_p = 50 \div 130$ .**

газу  $Re_2 = 1700 \div 4100$ ; критерію Рейнольдса рідини  $Re_p = 13 \div 145$ .

Для визначення критичних швидкостей початку режимів підвисання та захливання за різних кроків спіралі до початкового рівняння (1) введено додатковий компонент, який враховує вплив кроку спіралі на відповідні критичні швидкості. У кінцевому варіанті рівняння для визначення критичних швидкостей набуває вигляду:

– для початку режиму підвисання рідини

$$w_n = 0,8424 \cdot \sqrt{X \cdot 10^{-b_n - c_n \cdot Y}} \cdot e^{\left(\frac{4,8988 \cdot Z_c}{Z_0}\right)}; \quad (4)$$

– для початку режиму захливання елемента

$$w_3 = 0,8139 \cdot \sqrt{X \cdot 10^{-b_3 - c_3 \cdot Y}} \cdot e^{\left(\frac{5,8851 \cdot Z_c}{Z_0}\right)}, \quad (5)$$

де  $Z_0$  – умовний крок спіралі, який дорівнює 1 м, прийнятий в ході обробки даних для утворення безрозмірного симплексу в рівняннях (4), (5) [8];

$$X = \frac{g \cdot d}{\mu_p^{0,16}} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_2}, \quad Y = \left(\frac{L}{G}\right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\rho_2}{\rho_p}\right)^{\frac{1}{8}}.$$

Рівняння (4) і (5) одержані в досліді за тисків газу (повітря), близьких до атмосферного. Абсорбційне ж обладнання з осушення природного газу працює за тисків від 2,0 МПа до 7,5 МПа, а інколи і більших.

У таблиці 1 наведено результати розрахунків критичних швидкостей початку режимів підвисання і захливання трубчастого тепломасообмінного елемента за рівняннями (4), (5) для реальних параметрів контактуючих фаз, одержаних під час дослідження роботи установки підготовки газу (УПГ) Богородчанського лінійно-виробничого управління магістральних газопроводів (БЛВУМГ).

Вихідні дані такі: температура газу  $t_2 = 20^\circ\text{C}$ ; тиск газу  $p_2 = 5,2$  МПа; склад газу (% об'ємн.): метан –  $r_{CH_4} = 98,27$ , етан –  $r_{C_2H_4} = 0,61$ , пропан –  $r_{C_3H_6} = 0,18$ , бутан –  $r_{C_4H_{10}} = 0,07$ , азот –  $r_{N_2} = 0,85$ , диоксид вуглецю –  $r_{CO_2} = 0,03$ ; температура діетиленгліколю (ДЕГ)  $t_{ДЕГ} = 45^\circ\text{C}$ ; відношення масових швидкостей рідини та газу  $(L/G) = 0,031$ ; масова концентрація ДЕГ – на вході в абсорбер  $x_1 = 99,8\%$ , на виході з абсорбера  $x_2 = 99,4\%$ .

На практиці використовується метод моделювання за чинником швидкості  $F_s$  [9]:

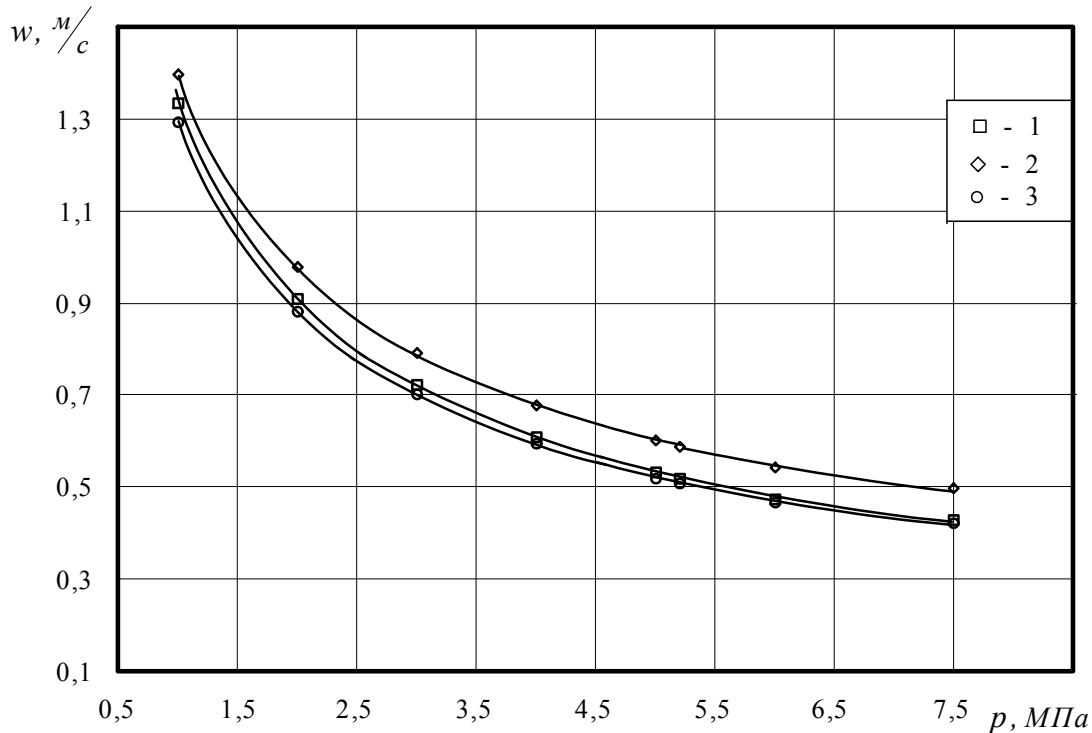
$$F_s = w \cdot \rho_2^n, \quad (6)$$

де:  $w$  – критична швидкість початку режиму підвисання або захливання абсорбційного апарата;

$\rho_2$  – густина газу за робочих умов в апараті.

Таблиця 1 – Розрахункові критичні швидкості початку режимів підвисання та заглинання залежно від абсолютного тиску природного газу

$p$ , МПа	0,1	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	5,2	6,0	7,0
$w_n$ , м/с	3,601	1,061	0,727	0,580	0,492	0,432	0,422	0,387	0,353
$w_3$ , м/с	4,462	1,294	0,882	0,701	0,593	0,519	0,507	0,465	0,422



1 – швидкість заглинання за рівнянням (5);

2 – швидкість заглинання за рівнянням (6) з коефіцієнтом  $n = 0,5$ ;

3 – швидкість заглинання за рівнянням (6) з коефіцієнтом за рівнянням (7)

Рисунок 3 — Залежність критичних швидкостей газопотоку  $w$  для трубчастого тепломасообмінного елемента від абсолютного тиску абсорбції  $p$

За даними вітчизняних та зарубіжних авторів, коефіцієнт  $n$  у рівнянні (6) для тисків газу, відмінних від атмосферного, залежить від густини газу в степені (0,5 ÷ 0,77).

З урахуванням викладеного також розраховані критичні швидкості за чинником швидкості з коефіцієнтом  $n_1 = 0,5$ . Порядок розрахунків для кривої 2:

– спочатку за рівнянням (5) за атмосферного тиску одержано критичні швидкості початку режиму заглинання;

– за одержаними швидкостями розраховано значення  $F_s$ ;

– виходячи з умови, що  $F_s$  повинен зберігати своє значення за різних тисків абсорбції, визначено критичні швидкості в межах зміни тиску газу від 1 до 7 МПа, які є традиційними для трубопровідного транспорту та установок осушення підземних сховищ газу.

На рис. 3 зображено залежність критичних швидкостей початку режиму заглинання, розрахованих за рівнянням (5) та за чинником швидкості за формулою (6) з коефіцієнтом  $n = 0,5$  від абсолютного тиску газу. Із використанням у рівнянні чинника швидкості коефіцієнта  $n = 0,5$  розраховані критичні швидкості початку режиму заглинання (крива 2) дещо вищі від значень за формулою (5) (крива 1).

Виходячи з того, що критичні швидкості за чинником швидкості (крива 2) відрізняються від їх значень за формулою (5) (крива 1), було узагальнено залежність останніх критичних швидкостей від густини газу і одержано рівняння:

$$n = 0,5085 \cdot \rho_2^{0,0132} \quad (7)$$

Як бачимо з рис. 3, під час розрахунку критичних швидкостей початку режиму заглинання за чинником швидкості з коефіцієнтом  $n$  за залежністю (7) крива (3) майже співпадає з кривою (1), що дає підстави рекомендувати до ви-

користання в інженерних розрахунках залежність (7).

У жовтні 2001 року за участю авторів проведено дослідження реконструйованого горизонтального абсорбера осушення газу високої продуктивності, що входить до складу УПГ Богородчанського ЛВУМГ. Горизонтальний абсорбер – це циліндр з внутрішнім діаметром 2,4 м та довжиною 24,68 м, з товщиною стінки корпусу 0,065 м, який був виконаний за проектом ГП.821.00.00.000-02 як тарілчастий. Однак тривала його експлуатація показала ряд недоліків: це недостатня продуктивність порівняно з проектною, значне механічне винесення абсорбенту з осушення газом та менший гідравлічний опір порівняно з іншими горизонтальними абсорберами насадкового типу, які працюють паралельно [10].

Згідно з проектом фірми „Sulzer” в ході реконструкції горизонтального абсорбера замієно існуючі тарілки на регулярну листову насадку з відповідними розподільниками абсорбенту і, таким чином перетворено апарат з барботажного типу в плівковий.

Насадка фірми „Sulzer” складається з металевих гофрованих листів, які мають такі розміри: товщина листа – 0,1 мм, плече гофра – 15 мм, крок гофрів – 20 мм. На поверхні листа нанесено накат макронерівностей з розміром  $2 \times 2$  мм і висотою 0,5 мм. Уся поверхня листа перфорована отворами діаметром 4 мм з кроком (10 $\times$ 12) мм. Під час укладки насадки сусідні листи стикаються ребрами гофрів, що розташовані вертикально, і утворюють канали для проходження газу в перерізі у вигляді рівностороннього ромба зі стороною 15 мм і з діагоналлю 20 мм.

Випробовування проводилися за таких умов: абсолютний тиск газу,  $p = 5,2$  МПа; температура газу,  $t = 20^\circ\text{C}$ ; температура діетиленгліколю,  $t_{\text{ДЕГ}} = 21^\circ\text{C}$ ; склад газу – наведено вище; концентрації діетиленгліколю: на вході в абсорбер – 99,8% мас., на виході з абсорбера – 99,4% мас.; точка роси газу за вологою: на вході в абсорбер – (-11,6) $^\circ\text{C}$ ; об’ємна витрата газу – 1,0 ÷ 1,28 млн.м<sup>3</sup>/добу; об’ємна витрата діетиленгліколю – 22 м<sup>3</sup>/год.

Під час досліджень використовувалися такі прилади та методики:

- продуктивність абсорбера – за приладами БЛО з вторинним приладом “Сапфір”;
- компонентний склад газу – періодично хроматографічно (хроматограф ЛХМ-80);
- надлишковий тиск газу фіксувався за показами зразкових манометрів на вході та на виході з абсорбера;
- температуру точки роси газу за вологою визначали приладом “Харків-2М”;
- температури контактуючих фаз вимірювали термометрами ртутними з ціною поділки 0,5 $^\circ\text{C}$ ;
- подавання регенованого діетиленгліколю визначалась за показами камерних діафрагм, змонтованих на підвідних трубопроводах до абсорберів, з вторинним приладом КСУ-2-027;
- механічне винесення діетиленгліколю з абсорберів вимірювали приладом ИУЖ згідно з

інструкцією ГРП 251.00.000 ТО та візуально через змонтовану на вихідній лінії засувку ЗКС-40-160;

– концентрацію вологи в розчині діетиленгліколю визначали методом відгону.

За період досліджень було досягнуто швидкості газу через масообмінну зону до 0,394 м/с за робочих умов. При цьому не було зафіксовано винесення діетиленгліколю ні візуально, ні за допомогою приладу ИУЖ. Точка роси за вологою на виході з абсорбера становила -22,8 $^\circ\text{C}$ .

За паспортом номінальна продуктивність реконструйованого абсорбера становить 1,6 млн. м<sup>3</sup> газу на годину за тиску  $p = 5,2$  МПа та температури  $t_2 = 30^\circ\text{C}$ , що відповідає швидкості газу в розрахунку на повний переріз масообмінної зони 0,47 м/с у зазначених умовах. Однак перевірити роботу абсорбера за номінального навантаження не було можливості через ступінчасте регулювання витрати газу на УПГ (за допомогою включення в роботу чи виключення працюючих паралельно інших абсорберів).

Так як еквівалентні діаметри каналів у регулярній насадці фірми „Sulzer” і досліджуваного трубчастого елемента приблизно однакові, можна прогнозувати, що критичні швидкості захляпання повинні бути близькими. З урахуванням наявності в трубчастому теплообмінному елементі спіралі та турбулізатора слід очікувати нижчих критичних швидкостей для нього порівняно з насадкою фірми „Sulzer”. З таблиці 1 випливає, що значення критичної швидкості початку режиму підвисання за тиску 5,2 МПа, одержане за рівнянням (4), на 10,2% менше від номінальної проектною швидкості для насадки фірми „Sulzer”, що свідчить про надійність результатів виконаних досліджень.

### Література

1. Пат. України 30278 А, МКИ 6 F 28D ¼. Трубчастий теплообмінний елемент / Ф.В. Козак, Я.М. Дем’янчук – №98020798. Заявл. 17.02.1998; Опубл. 15.11.2000, Бюл. №6-П.
2. Дем’янчук Я. Дослідження деяких питань гідродинаміки трубчастого теплообмінного елемента // Вісник Державного університету “Львівська політехніка”. – 1999. – №2. – С. 122-124.
3. W.A.Bain, O.A.Hougen, Trans. Amer. Inst. Chem. Eng., 40, 1944.
4. Рамм В.М. Абсорбция газов / Изд.2-е переработ. и доп. – М.: Химия, 1976. – 656 с.
5. Малюсов В.А., Жаворонков Н.М., Малафеев Н.А., Ромейков Р.Н. Исследование критических режимов пленочных абсорберов // Хим. пром. – 1962. – №7. – 519 с.
6. Дем’янчук Я., Козак Ф. До питання розробки енергоощадної трубчастої колонної технології // Вісник Державного університету “Львівська політехніка”. Спеціальний випуск. – 1998. – С. 285.
7. Дем’янчук Я.М. Дослідження теплообміну трубчастого теплообмінного елемента // Науковий вісник Івано-Франківського націо-

нального технічного університету нафти і газу. – 2002. – №2 (3). – С. 61-66.

8. Козак Ф.В. Исследование гидродинамики и массообмена в аппарате с псевдооживленным слоем орошаемой насадки // Дис. канд. техн. наук: – Одесса, 1972.

9. Пятничко А.И., Крушневич Т.К. Абсорбционное оборудование повышенной производительности для обработки газа. – М., 1986, – 41 с. (Обз.информ. / ВНИИЭгазпром; Сер. Подготовка и переработка газа и газового конденсата. – Вып. 1).

зла та гідравлічної частини поршневого бурового насоса, а також параметрів бурового розчину даний коефіцієнт подається у вигляді залежності  $\mu = f(h)$  та визначається експериментально [2, 3].

10. Дослідження режимів і підвищення ефективності роботи установок осушення газу на об'єктах УМГ „Прикарпаттрансгаз”: Звіт про НДР (заключний) / ІФНТУНГ № держ. реєстрації 0194001596. – Івано-Франківськ, 2001. – 71 с.

УДК 622.242.6

## ВПЛИВ НЕЛІНІЙНОСТІ КОЕФІЦІЄНТА ВИТРАТИ КЛАПАНА НА ПАРАМЕТРИ ЙОГО РОБОТИ

С.С. Чаплінський, З.М. Одосій

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 43024,  
e-mail: chaplin@ukr.net

*Рассматриваются результаты исследования работы клапанов поршневого бурового насоса УНБТ-950 полученных при математическом моделировании с использованием различных значений коэффициента расхода клапана. Определены параметры работы клапана, на которые существенно влияет коэффициент расхода клапана.*

*The results of research of work of valves of the piston mud pump UNBT of got at the mathematical design with the use of different values of coefficient of expense of valve are examined. The parameters of work of valve, on which the coefficient of expense of valve influences substantially, are certain.*

Підвищення точності розрахунків роботи клапанних вузлів поршневих бурових насосів є однією з найбільш актуальних задач розвитку насособудування, оскільки від якості і ефективності їх роботи залежить ефективність роботи поршневого бурового насоса загалом. На даний час в Україні поршневі бурові насоси серійно не виготовляються, тому питання їх конструювання, підвищення точності розрахунків є досить актуальним.

Сучасні комп'ютерні технології дають можливість більш точно дослідити процеси і явища, що проходять під час роботи клапанного вузла в гідравлічній частині поршневого насоса, і врахувати під час моделювання роботи клапанного вузла максимальну кількість чинників, що впливають на його роботу.

Коефіцієнт витрати клапана  $\mu$ , що використовується у математичному моделюванні роботи клапанного вузла [1,4, 5], повністю характеризує умови його роботи. Цей коефіцієнт є нелінійним, тобто залежить від висоти піднімання тарілки клапана над сідлом [4], а також від великої сукупності чинників, а саме: геометрії, точності та якості деталей клапанного вузла (тарілки, сідла, ущільнення, форми та місця встановлення ущільнення) і гідравлічної частини (відстань між стінками), параметрів розчину (густина, в'язкість, включення), параметрів руху потоку розчину (швидкість, число Рейнольдса). Для конкретної конструкції клапанного ву-

На даний час, більшість науковців, які досліджували роботу клапанного вузла приймали для спрощення розв'язання математичної моделі роботи клапана цей коефіцієнт як постійну величину, рівну 0,6-0,8 [4, 5], яка суперечить дійсності і результатам досліджень, що проводились нами. Тому постало завдання дослідити вплив нелінійності коефіцієнта витрати клапана  $\mu$  на параметри його роботи та перевірити можливість використання коефіцієнта витрати клапана як постійну величину.

Ці дослідження проводились за допомогою складеної нами математичної моделі роботи гідравлічної частини трипоршневого бурового насоса односторонньої дії УНБТ-950 та клапана №7 з приєднувальними розмірами згідно галузевого стандарту ОСТ 26-02-1129-75 [1].

Результати досліджень наведені для вихідного клапана.

При дослідженнях  $\mu$  змінювався в інтервалі 0,6-0,8 та використовувалась емпірична залежність

$$\mu = 4 \cdot 10^6 \cdot h^4 + 35824 \cdot h^3 - 81139 \cdot h^2 + 175.03 \cdot h,$$

одержана в результаті експериментальних досліджень для даного клапана і насоса [3]. Решта параметрів у процесі всіх досліджень залишалися незмінними і мали значення, наведені в [6].