

## ИТЭ №4, 2013

### **ЕНЕРГЕТИКА ТЕПЛОТЕХНОЛОГІЇ ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

*Куделя А. А., Киселёв В. М., Лаврова И. О.*

Оценка применения высокоскоростных массообменных аппаратов для  
ректификации смеси бензол-толуол

3

### **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ**

*Братах М. І., Кустурова О. В., Рузіна І. М., Кримов А. П.*

Моделювання процесу очистки шлейфів свердловин

9

*Вурье Б. А., Гордюхин А. А., Салыга Т. С.*

Системы управления гидроагрегатов сельскохозяйственных машин

15

*Огурцов А. Н., Близнюк О. Н., Клещев Н. Ф., Масалитина Н. Ю.*

Химико-физические механизмы термической инактивации процессов экситонного  
дефектообразования и образования биомолекулярных наноконплексов в  
радиационной технологии, биотехнологии и биофизике: спектроскопия и  
термодинамическое моделирование

24

*Подустов М. А., Бобух А. А., Ковалёв Д. А.*

Моделирование процессов нелинейных динамических систем

32

### **ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

*Братах М. І., Скрильник К. Ю., Бурова М. Я.*

Синтез задачі транспортування багатозафазових середовищ трубопровідною  
системою

38

*Пономаренко А. В., Ведь В. Е.*

Влияние поверхностной концентрации катализатора на интенсификацию процесса  
массоотдачи в реакции термодеструкции бензола

45

*Атаманов Ю. Л., Крутиков Г. А., Стрижак М. Г.*

Повышение экономичности ударных пневмоагрегатов за счёт рационального  
управления контуром питания

51

*Братах М. И., Варавина Е. П., Кутя М. М., Ткач В. А.*

Оценка динамики объемов добычи газа из месторождений на завершающей стадии  
разработки

60

*Демирский А. В., Бабич Н. И.*

Экспериментальное исследование теплоотдачи гофрированной поверхности  
пластинчатого теплообменника

68

### **СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ТА ОБРОБКИ ІНФОРМАЦІЇ**

*Муленко А. О.*

Практические рекомендации по коррекции мероприятий, связанных с эксплуатацией автоматического стрелкового оружия при применении боеприпасов послегарантийных сроков хранения	73
<i>Салиев Э. И.</i>	
Критерии выбора состава показателей ремонтпригодности систем водоснабжения и водоотведения	78

УДК 66.074:661

Куделя А.А., Киселёв В.М., Лаврова И.О.

## ОЦЕНКА ПРИМЕНЕНИЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ МАССООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДЛЯ РЕКТИФИКАЦИИ СМЕСИ БЕНЗОЛ-ТОЛУОЛ

Интенсификация массообменных процессов в настоящее время возможна за счет использования вихревых и закрученных потоков жидкости и газа, повышения скоростей и степени турбулизации взаимодействующих фаз, что требует применения новых более эффективных конструкций массообменных аппаратов и отдельных элементов внутренней структуры. Одним из таких элементов являются контактно-сепарационные элементы, которые и стали объектом настоящего исследования. Первые отечественные высокоскоростные массообменные аппараты появились в 1960-х годах, это были конструкции барботажных колпачков с шнековой вставкой для закручивания потока. [1] Аналогичное конструктивное решение (барботажный колпачок с шнековой вставкой) предлагалось для интенсификации массообменных процессов в нисходящем закрученном потоке с противоточным движением фаз. [2]

В дальнейших исследованиях было установлено, что в прямоточном высокоскоростном элементе эффективность массообмена возрастает при переходе от тангенциальной конструкции вставки к многолопастной осевой (осевой завихритель) с распылением жидкости в нижней части осевого завихрителя.

Было показано, что эффективность (на примере десорбции углекислого газа воздухом из воды, отношение  $L/G=1$ ) при этом увеличилась с 62 до 91 %. [3]

Схема работы осевого завихрителя с распылением жидкости и коаксиально установленными полыми сепараторами позволяет также снизить гидравлическое сопротивление элемента (с 3600 до 2500 Па в диапазоне рабочих нагрузок: фактор скорости газа  $16,5-33$  (м/с)(кг/м<sup>3</sup>)<sup>0,5</sup> при удельном орошении  $50-153$  м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>·ч для диаметра 72 мм) благодаря частичной раскрутке закрученного потока. Эта конструкция получила название «контактно-сепарационный элемент» (КСЭ). [4]

Дальнейшее усовершенствование элемента на основе многолопастного завихрителя привело к созданию КСЭ с двухступенчатой схемой работы осевого завихрителя. [5] Промышленные испытания такого КСЭ диаметром 72 мм в сепараторах ГСВ 2400-64 показали его высокую эффективность. [6]

Подробно обзор промышленных высокоскоростных массообменных колонн и газожидкостных сепараторов на основе КСЭ рассмотрен в статье [7].

В статье предлагается сравнительный расчет технологических показателей высокоскоростной массообменной колонны с модифицированным КСЭ [8] и насадочной массообменной колонны Sulzer с насадкой Mellapak.250.Y с внутренним диаметром 870 мм и площадью сечения  $0,59$  м<sup>2</sup> для ректификации смеси бензол-толуол.

Для расчета приняты условия (содержание бензола в дистилляте, питании и кубовом остатке) из расчета аппарата Sulzer с насадкой Mellapak.250.Y, как широко распространенного типа конструкции насадочного аппарата для химической промышленности [9]:

$$x_D = 0,975 \quad x_F = 0,600 \quad x_W = 0,025$$

Производим расчет числа теоретических тарелок колонны Sulzer графическим способом по методике, описанной в [10].

$b_0 = 0,5$  – согласно построенной диаграмме.

$$R_{min} = \frac{x_0}{b_0} - 1 = \frac{0,975}{0,5} - 1 = 0,95$$

$$R = 1,4R_{min} = 1,4 \cdot 0,95 = 1,33$$

$$b = \frac{x_D}{R+1} = \frac{0,795}{1,33+1} = 0,418$$

После проведения построения теоретических ступеней на диаграмме получаем 16 теоретических тарелок: 7 – для укрепляющей части колонны, и 9 – для исчерпывающей части колонны. Часть построенной рабочей линии для противоточной колонны показана на рис. 2в.

Отношение L/G для верхней части колонны равно 0,7; для верхней – 1,33. Эти данные согласуются с теоретическими расчетами Sulzer.

С учетом принятого нами диаметра колонны 1000 мм ее площадь равна 0,785 м<sup>2</sup>; площадь КСЭ при диаметре 82 мм – 5,28·10<sup>-3</sup> м<sup>2</sup>, а с учетом их числа (42 шт.) – 0,2118 м<sup>2</sup>.

Живое сечение колонны, таким образом:

$$A = \frac{F_{\sum КСЭ}}{F_{кол.}} = \frac{0,2118}{0,785} = 0,282 \text{ т.е. } 28,2\%$$

Скорость паровой фазы в элементе и колонне определяем из условий работы стенда для испытаний контактно-сепарационных элементов (стандартные условия, система «воздух–вода») – фактора скорости в канале элемента в пределах 33 (м/с)(кг/м<sup>3</sup>)<sup>0,5</sup> и условия Sulzer о работе на 80 % максимальной производительности:

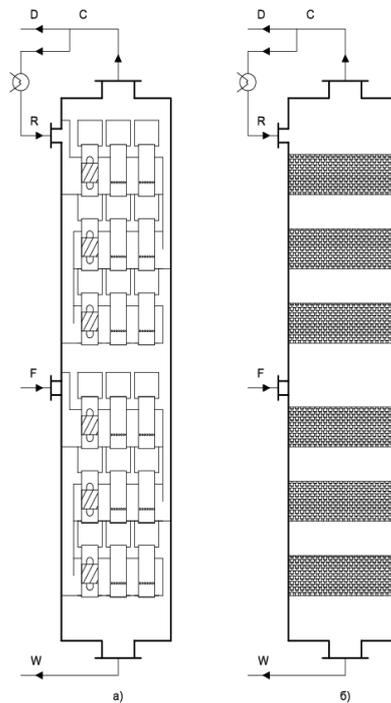
$$f_{к.} = 33 \cdot 0,8 = 26,4 \frac{\text{М}}{\text{С}} \left( \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3} \right)^{0,5}$$

$$w_{к.} = \frac{f_{к.}}{\sqrt{\rho_G}} = \frac{26,4}{\sqrt{2,7}} = 16,1 \text{ м/с}$$

$$w_0 = A \cdot w_{к.} = 0,282 \cdot 14,6 = 4,53 \text{ м/с}$$

$$f_0 = w_0 \sqrt{\rho_G} = 4,53 \cdot \sqrt{2,7} = 7,44 \frac{\text{М}}{\text{С}} \left( \frac{\text{КГ}}{\text{М}^3} \right)^{0,5}$$

$$G_V = 3600 w_0 F_{кол.} = 3600 \cdot 4,53 \cdot 0,785 = 12802 \text{ м}^3/\text{ч}$$



Рисунок

Для определения реального отношения КПД КСЭ по сравнению с КПД традиционного противоточного аппарата использована формула [11]:

$$\eta_m = \frac{\eta}{mG/L(1-\eta)+1}$$

С учетом среднего отношения  $\Delta y/\Delta x$ :  $m=0,47$  для верхней и  $m=0,76$  – для нижней части колонны: с учетом КПД=0,65 [3]:

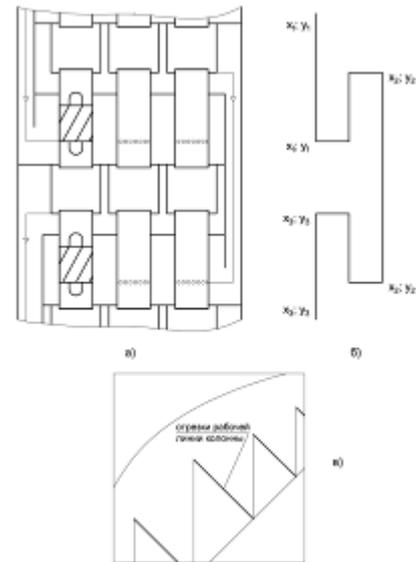
$$m \frac{G}{L} = 0,47 \cdot \frac{1}{0,7} = 0,67$$

$$\eta_m = \frac{0,65}{0,67(1-0,66)+1} = 0,53$$

Для нижней части колонны с учетом КПД=0,655 [3]:

$$m \frac{G}{L} = 0,76 \cdot \frac{1}{1,33} = 0,57$$

$$\eta_m = \frac{0,655}{0,57(1-0,655)+1} = 0,55$$



Рисунок

На рис. 1а, б показано сравнение компоновок ректификационных колонн: колонны Sulzer с насадкой Mellapak.250.Y и колонны с КСЭ из шести тарелок. Также показана увеличенная схема тарелок с КСЭ с указанием схемы перетоков и концентраций (рис. 2а, б), а также фрагмент построенной рабочей линии на основании приведенных данных (рис. 1в).

Данные по количеству тарелок в высокоскоростной бензол-толуольной колонне представлены в таблице 1.

Принимая температуру верха колонны 80 °С и плотность пара в для верха колонны равной плотности паров бензола при температуре 80 °С, массовый расход пара в укрепляющей части колонны:  $G_M = 34,6$  т/ч, с учетом отношения  $L/G$  для верха колонны,  $L = 24,2$  т/ч. Учитывая также плотность жидкого бензола при температуре 80 °С – 0,81,  $L_v = 29,9$  м<sup>3</sup>/ч.

Удельное орошение тарелки, таким образом 38,1 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup> ч).

Перепад давления на 1 тарелку 120 мм Н<sub>2</sub>О [3], [8]

Суммарный перепад давления в укрепляющей части колонны 1680мм Н<sub>2</sub>О.

Аналогично для низа колонны: 150мм Н<sub>2</sub>О [3], [8]

Суммарный перепад давления в укрепляющей части колонны 2250 мм Н<sub>2</sub>О.

Суммарный перепад на всех тарелках с контактно-сепарационными элементами в массообменной колонне 3930мм Н<sub>2</sub>О.

Таким образом, минимальное необходимое избыточное давление для поддержания процесса в колонне, составляет не более 0,5 атм. Исходя из равновесных темпера-

тур: оптимальная температура верха колонны – плюс 80 °С, низа колонны – плюс 125 °С, и принятые допущения, таким образом, можно считать верными.

Определим выход дистиллята и кубового остатка  $G_D = 7681 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $L_D = 20,7 \text{ т/ч}$ ,  $G_W = 5121 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $L_W = 14,6 \text{ т/ч}$ .

Сравнительные характеристики аппаратов Sulzer и высокоскоростного аппарата на элементах КСЭ для разделения смеси бензол-толуол представлены в таблице 2.

Таблица 1 – Количество тарелок в колоннах

Часть колонны	Теоретические тарелки	КПД	Тарелки с КСЭ
укрепляющая	7	0,53	13
исчерпывающая	9	0,55	16
Полностью колонна			29

Таблица 2 – Сравнительные параметры колонн Sulzer и КСЭ

Параметр	Sulzer	КСЭ
Внутренний диаметр колонны, мм	870	1000
Площадь колонны, м <sup>2</sup>	0,58	0,785
Высота ступеней, м	0,385	0,450
Число теоретических ступеней	6 + 8	7 + 9
Число ступеней	-	14 + 15
Высота колонной насадки (элементов), м	5,39	13,05
Объем насадки, м <sup>3</sup>	3,13	10,2
Производительность по сырью, м <sup>3</sup> /ч	3055	12802
Удельная производительность аппарата по сырью на объем насадки, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup> · ч	976	1255
Удельный перепад давления (на метр насадки и 1 тарелку КСЭ), Па	200	не более 1176 (исчерп.) не более 1470 (укрепл.)
Перепад давления в аппарате (с учетом сопротивлений входа-выхода и ввода питания в колонну), Па	1478	41160
Давление в колонне	1 атм + 1478 Па	1 атм + 41160 Па

Таким образом, при увеличении избыточного давления до 50 КПа, и переходе с аппарата Sulzer на насадке Mellapak.250.Y на колонну с КСЭ происходит увеличение удельной производительности аппарата на 29 %. Необходимо также указать на то, что при необходимости проектирования аппаратов с большими диаметрами, следует учитывать резкое падение КПД колонны Sulzer с насадкой Mellapak.250.Y: при диаметре колонны 2600 мм КПД насадки Mellapak.250.Y понижается до 18,3 % от принятого в расчете (1 теоретическая тарелка на высоту насадки 385 мм [9]) и составляет 2 теоретические тарелки на высоту насадки 4200 мм. [12] Пример аппарата ГСВ-2400-64 с осевыми завихрителями показывает, что проблема масштабного перехода (падения КПД) для аппаратов с КСЭ не стоит. [6]

Таким образом, приведенные данные позволяют сделать вывод о значительном превосходстве высокоскоростной техники по показателю удельной производительности, а также показывают дополнительный путь дальнейшего увеличения единичной

производительности аппаратов – увеличение диаметра аппарата без снижения КПД насадки, характерного для традиционных противоточных аппаратов.

### Литература

1. Поплавский Ю.В. Новая конструкция тарельчатой колонны. [Текст] / Ю.В. Поплавский // Химическое машиностроение. – 1960. – № 5. – с. 4–6.
2. Николаев Н.А. Плёночная абсорбция двуокиси углерода при высоких скоростях газа в режиме нисходящего прямотока. [Текст] / Н.А. Николаев, Н. М. Жаворонков // Химическая промышленность. – 1965. – № 4. – с. 290–293.
3. Киселев В.М. Исследование гидродинамики и массопередачи в высокоскоростных колонны аппаратах с прямоточным взаимодействием фаз в восходящем закрученном потоке [Текст] : автореф. дис. ... канд. технич. наук : 06.06.69 / В. М. Киселев ; [Ленинградский ордена труд. красн. знамени технологический ин-т им. Ленсовета] . – Л., 1969. – 15 с.
4. А.с. 230077 СССР, МКИ<sup>3</sup> В01d. Массообменный аппарат [Текст] / В.М. Киселев, А.А. Носков (СССР). №1087652/23-26 ; заявл. 30.06.66 ; опубл. 30.10.68, Бюл. №34. – 3 с. : ил.
5. Пат. EP0281628 Европа, МПК<sup>7</sup> В01D 3/30. CONTACT-SEPARATION ELEMENT [Текст] / Kiselev Viktor Mikhailovich, заявитель и патентообладатель "UKRNIIGAZ". – № EP1986907012 ; заявл. 16.09.86 ; опубл. 14.09.88. – 17 с. : ил.
6. Kiselev V.M. A two- to threefold increase in the capacity of mass-transfer columns is easy to achieve [Текст] / V.M.Kiselev // LICENSINTORG Panorama. – 1986. – № 20. – с. 30–31.
7. Куделя А.А. Высокоскоростные массообменные колонны и газожидкостные сепараторы [Текст] / А.А. Куделя // Вестн. Национального технического университета «ХПИ». – 2010. – № 57. – С. 29–32.
8. Пат. 65203 Украина, МПК<sup>7</sup> В01D 3/14. Контактно-сепарацийний элемент [Текст] / Куделя А.О., Лаврова І.О., Кісельов В.М. ; заявитель и патентообладатель Нац. техн. ун-т «Харк. політехн. ін-т». – № 2010 06190 ; заявл. 21.05.10 ; опубл. 10.01.11, Бюл. № 1. – 4 с. : ил.
9. Separation Columns for Distillation and Absorbtion [Текст] : каталог / Sulzer Ltd. – Winterhur, Switzerland : [б.и.], 1991. – 38 с.
10. ТОВАЖНЯНСКИЙ Л.Л. Процессы и аппараты химической технологии [Текст] : учеб. для высш. учеб. завед. в 2-х ч. / Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, А.П. Готлинская, В.А. Лещенко. Под ред. Л.Л. ТОВАЖНЯНСКОГО ; Нац. техн. ун-т "Харьк. политехн. ин-т". – Харьков. : [б. и.], 2005.
11. Носков А.А. Расчет числа ступеней высокоскоростной ректификационной колонны с прямоточном взаимодействием фаз в восходящем закрученном потоке [Текст] / А.А. Носков, В.М. Киселев, П. Г. Романков // Теоретические основы химической технологии. Том IV. – 1970. – № 6. – с. 920–924.
12. Пат. 19929408 ФРГ, МПК<sup>7</sup> В01D 3/00. Stoffaustauschapparat [Текст] / Hartmann, Klaus, Kiselev, Victor M. ; заявитель и патентообладатель Gesellschaft für

Informations- und Prozeßtechnik mbH, Kiselev, Victor M. – № 19929408 ; заявл. 26.06.1999; опубл. 25.01.2001. – 10 с.

Bibliography (transliterated)

1. Poplavskiy Yu.V. Novaya konstruktsiya tarelchatoy kolonny. [Tekst] Yu.V. Poplavskiy Himicheskoe mashinostroenie. – 1960. – # 5. – p. 4–6.

2. Nikolaev N.A. Plyonochnaya absorbtziya dnuokisi ughleroda pri vyisokih skorostyah gaza v rezhime nishodyaschego pryamotoka. [Tekst] N.A. Nikolaev, N. M. Zhavoronkov Himicheskaya promyshlennost. – 1965. – # 4. – p. 290–293.

3. Kiselev V.M. Issledovanie gidrodinamiki i massoperedachi v vyisokoskorostnykh kolonny apparatah s pryamotochnym vzaimodeystviem faz v voshodyaschem zakruchennom potoke [Tekst] : avtoref. dis. ... kand. tehnik. nauk : 06.06.69 V. M. Kiselev ; [Leningradskiy ordena trud. krasn. znameni tehnologicheskii in-t im. Lensovet] . – L., 1969. – 15 p.

4. A.s. 230077 SSSR, MKI3 B01d. Massoobmennyiy apparat [Tekst] V.M. Kiselev, A.A. Noskov (SSSR). #1087652/23-26 ; zayavl. 30.06.66 ; opubl. 30.10.68, Byul. #34. – 3 p. : il.

5. Pat. EP0281628 Evropa, MPK7 B01D 3/30. CONTACT-SEPARATION ELEMENT [Tekst] Kiselev Viktor Mikhailovich, zayavitel i patentoobladatel "UKRNIIGAZ". – # EP1986907012 ; zayavl. 16.09.86 ; opubl. 14.09.88. – 17 p. : il.

6. Kiselev V.M. A two- to threefold increase in the capacity of mass-transfer columns is easy to achieve [Tekst] V.M.Kiselev LICENSINTORG Panorama. – 1986. – # 20. – p. 30–31.

7. Kudelya A.A. Vyisokoskorostnyie massoobmennyie kolonny i gazozhidkostnyie separatoryi [Tekst] / A.A. Kudelya Vestn. Natsionalnogo tehničeskogo universiteta «HPI». – 2010. – # 57. – p. 29–32.

8. Pat. 65203 Ukraina, MPK7 V01D 3/14. Kontaktno-separatsiyniy element [Tekst] Kudelya A.O., Lavrova I.O., Kiselov V.M. ; zayavitel i patentoobladatel Nats. tehn. un-t «Hark. politehn. in-t». – # 2010 06190 ; zayavl. 21.05.10 ; opubl. 10.01.11, Byul. # 1. – 4 p. : il.

9. Separation Columns for Distillation and Absorbtion [Tekst] : katalog Sulzer Ltd. – Winterhur, Switzerland : [b.i.], 1991. – 38 p.

10. Tovazhnyanskiy L.L. Protsessyi i apparaty himicheskoy tehnologii [Tekst] : ucheb. dlya vyssh. ucheb. zaved. v 2-h ch. L.L. Tovazhnyanskiy, A.P. Gotlinskaya, V.A. Leschenko. Pod red. L.L. Tovazhnyanskogo ; Nats. tehn. un-t "Hark. politehn. in-t". – Harkov. : [b. i.], 2005.

11. Noskov A.A. Raschet chisla stupeney vyisokoskorostnoy rektifikatsionnoy kolonny s pryamotochnom vzaimodeystviem faz v voshodyaschem zakruchennom potoke [Tekst] A.A. Noskov, V.M. Kiselev, P. G. Romankov Teoreticheskie osnovyi himicheskoy tehnologii. Tom IV. – 1970. – # 6. – p. 920–924.

12. Pat. 19929408 FRG, MPK7 B01D 3/00. Stoffaustauschapparat [Tekst] Hartmann, Klaus, Kiselev, Victor M. ; zayavitel i patentoobladatel Gesellschaft für Informations- und

Prozeßtechnik mbH, Kiselev, Victor M. – # 19929408 ; zayavl. 26.06.1999; opubl. 25.01.2001. – 10 p.

УДК 66.074:661

Куделя А.О., Кісельов В.М., Лаврова І.О.

### **ОЦІНКА ВИКОРИСТАННЯ ВИСОКОШВИДКІСТНИХ МАСООБМІННИХ АПАРАТІВ ДЛЯ РЕКТИФІКАЦІЇ СУМІШІ БЕНЗОЛ-ТОЛУОЛ**

Наведено розрахунок і порівняння показників бензольно-толуольних ректифікаційних колон з насадкою Mellapac-250Y та високошвидкісної колони з КСЕ. Отримані дані про збільшення зйому продукту з одиниці об'єму апарату на 29 % при переході на ректифікаційну колону з контактено-сепараційними елементами. Описано ефект падіння ефективності насадки Mellapac-250Y при зростанні діаметра і відсутність такого ефекту для колон з використанням КСЕ.

Kudelya A.A., Kiselyov V.M., Lavrova I.O.

### **HIGHT-SPEED MASS-TRANSFER APPARATUS APPLICATION FOR BENZENE-TOLUENE RECTIFICATION**

The calculation and comparison of the benzene-toluene distillation columns with Mellapac-250Y and CSE are approved. The data of removal of per unit volume of the apparatus by 29 % during the transition to a distillation column contact and the separating element increasing are obtained. the of the. Falling of the pack efficiency with diameter increasing effect with Mellapak using and it absence with CSE is described.

УДК 622.691.4

Братах М.І., Кустурова О.В., Рузіна І.М., Кримов А.П.

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ОЧИСТКИ ШЛЕЙФІВ СВЕРДЛОВИН**

Найчастіше стабілізація видобутку природного газу передусім пов'язана із пошуком резервів робочого тиску свердловин, варіації зменшення величини якого дозволять збільшити різницю між пластовим тиском та тиском на гирлі свердловини, викликаючи додатковий приплив газу. З цією метою вводяться в експлуатацію дотискувальні компресорні станції, знаходяться та залучаються до низьконапірної мережі газопостачання нові потужні споживачі природного газу, очищуються газопроводи та шлейфи свердловин, замінюється обладнання установок збору і підготовки газу, удосконалюється сам процес підготовки газу тощо. Будь-який із перелічених заходів спрямовано на зниження величини робочого тиску свердловин. Але слід зважати і на процес перерозподілу мас рідини та інших типів забруднень в ланках системи «свердловина–шлейф–установка збору і підготовки газу–промисловий газопровід», що постійно змінює втрати тиску на транспортування газу власного видобутку, негативно позначаючись на величині робочого тиску свердловин родовища.

На даний момент операції по звільненню від накопичених стовпів рідини в порожнині ліфтових труб та шлейфах проводяться:

- 1) продуванням трубного простору свердловини;
- 2) продуванням затрубного простору свердловини;
- 3) закачуванням піноутворювача ПАВ типу «Сольпен» з подальшим продуванням;
- 4) продуванням шлейфу на геологічний сепаратор на установку збору і підготовки газу;
- 5) очистка шлейфів за допомогою пін (поодинокі випадки);
- 6) розріз труби із втравлюванням газу в атмосферу;
- 7) закачуванням метанолу (в умовах гідратуотворення).

Переважна більшість із цих заходів призводить до простого перерозподілу мас рідини між ділянками системи, адже як вже наголошувалось під час продувки (або створення умов для високошвидкісного газового потоку) зменшення об'єму рідинної пробки відбувається лише до якогось певного нормального значення. При чому чим довше експлуатується свердловина, чим менший тиск на гирлі свердловини, чим менша її потужність, тим менше можливості впливати на її локацію за допомогою високошвидкісного потоку газу.

Застосування піноутворювачів для створення та подальшого проштовхування під дією робочого тиску свердловини або компресорним способом пінної пробки вимагає визначених параметрів очистки (щонайменше стабільну без амплітуд у часі лінійну швидкість руху пінної пробки (поршня) в межах 2–4 м/с), що відповідатиме її цілісності і роботі в якості проштовхуючого поршня.

Зважаючи на те, що на даний момент в галузі немає ефективного методу підвищення ефективності роботи шлейфів та зниження негативного впливу забруднень рі-

динного та твердого типу на величину робочого тиску свердловин на завершальній стадії експлуатації, ми пропонуємо в якості технічного рішення розробку пружного рідинного поршня та технології очистки шлейфів свердловин за його допомогою.

Вибір чинників для дослідження стійкості пружно-полімерної композиції та характеру її роботи в порожнині шлейфу має в першу чергу базуватися на апріорній інформації, тобто інформації, що базується на власному досвіді дослідників. Саме тому перед дослідженням характеру очистки внутрішньої порожнини шлейфів свердловин за допомогою пружно-полімерної композиції дослідниками виконано попередні (апріорні) дослідження.

Для практичної реалізації поставлених цілей виготовлено пружно-полімерні композиції наступного складу (таблиця 1). В таблиці 1 представлено характер поведінки композиції в порожнині моделі шлейфу, що визначено під час проведення попередніх експериментальних досліджень

Таблиця 1 – Характеристика полімерів, що використано для створення пружно-полімерної композиції

№	Полімерна композиція, мас. %.	Густина, кг/м <sup>3</sup>	В'язкість за Брукфільдом, СПз	Характер поведінки композиції
1	0,5	1025		Руйнується під дією газового потоку, поводить себе як рідина
2	1,0	1030		Руйнується під дією газового потоку, розпадається на частини, що переміщуються через внутрішню порожнину труби
3	1,5	1030		Частково зберігає форму, веде себе як пробка
4	2,0	1035		Поводить себе як не ньютонівська рідина, розпадається на окремі желеподібні частини
5	2,5	1040		Розпадається на окремі желеподібні частини, погано переміщується у внутрішній порожнині

За характером поведінки для подальших досліджень обрано зразок №3, але оскільки під дією потенціальної енергії газу, композиція втрачає форму прийнято рішення використати допоміжні засоби для сприяння композиції поводити себе в якості суцільного об'єкту (поршня) в порожнині шлейфа.

В якості допоміжних засобів використано такі речовини і об'єкти (табл. 2). Характер поведінки допоміжних засобів досліджено на найбільш екстремальних режимах з точки зору розробки родовищ на завершальній стадії (низький робочий тиск, величина якого прямує до атмосферного, низький дебіт, що відповідає швидкості руху газу до 0,5 м/с).

Отже, виходячи із аналізу апріорної інформації та попередніх досліджень, під час планування експериментальних досліджень використано **об'єкт досліджень**: пружно-полімерна композиція з 1,5 % вмістом полімеру, яку розміщено в нещільному синтетичному матеріалі, що руйнується за певний проміжок часу, для надання композиції форми.

Відповідно до програми та методики проведення експериментальних досліджень та даних звіту про їх проведення завданням математичного моделювання є:

- час проходження пружно-полімерної композиції через порожнину трубопроводу, с;
- коефіцієнт очистки порожнини труби від накопичених забруднень.

Таблиця 2 – Допоміжні засоби для пружно-полімерної композиції

№	Назва	Характер застосування	Характер поведінки під час руху	Забезпечення надання композиції форми
1	Самоущільнювальна манжета	Розміщується перед композицію і діє в якості поршня під впливом тиском газу	Застригає в запірній (нерівно прохідній) арматурі та в місцях ущільнень та переходів	частково забезпечує
2	Поршень губкового або поролонового типу	Те саме	Застригає в місцях ущільнень та місцевих звуень	частково забезпечує
3	Оболонка із нещільного синтетичного матеріалу	Пружно-полімерна композиція розміщується в оболонку після чого запасовується через вузол вводу в порожнину моделі шлейфу	Рухається без зупинок через порожнину шлейфу, не застригає, під час руху частки композиції проходять через нещільності матеріалу змашуючи стінки труби і забезпечуючи гладкостінний рух моделі	забезпечує

За результатами проведення експерименту необхідно знайти математичну модель об'єкта дослідження, під якою розуміють рівняння, що зв'язує показники процесу з чинниками, що діють на нього  $y = \Phi(x_1, x_2, \dots, x_n)$ .

Для випадку, що розглядається:

$$t = f(V_{забр}, q, \rho_{забр}),$$

де  $t$  – час проходження пружно-полімерної композиції через порожнину трубопроводу, с;  $V_{забр}$  – об'єм забруднень різного типу в порожнині трубопроводу,  $дм^3$ ;  $q$  – продуктивність свердловини,  $дм^3/с$ ;  $\rho$  – густина забруднень,  $кг/дм^3$ ;

Дослідження спрямовано на обрання такої кількості неповторюваних дослідів і на стількох рівнях, щоб у підсумку отримати рівняння регресії, що адекватно описує вплив усіх значимих чинників на функцію відгуку із найменшою похибкою.

Час проходження пружньо-полімерної композиції через внутрішню порожнину трубопроводу із гладкою поверхнею внутрішньої стінки труби за результатами експериментальних досліджень можна описати регресійною моделлю, що має наступний вигляд

$$\frac{t}{l} = 16,24 - 0,81\omega(q) + 0,84V_{забр} + 0,85\rho_{забр} \text{ (с/дм)}. \quad (1)$$

В цьому рівнянні швидкість руху газового потоку в трубопроводі регулювалась за допомогою крану в кінцевій точці шляхом його відкриття-закриття.

В реальних умовах експлуатації, зокрема шлейфів свердловин, лінійна швидкість газу залежить від режиму роботи свердловини (робочого тиску, температури і дебіту), а також від технічної характеристики труби:

$$\omega = \frac{q}{F} \cdot \frac{z \cdot T \cdot P_0}{P \cdot z_0 \cdot T_0} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{1,033 \cdot q \cdot z \cdot T}{1 \cdot 273,15 \cdot P \cdot d^2} = 5,575 \cdot 10^{-4} \frac{q \cdot z \cdot T}{P \cdot d^2} \text{ (дм/с)}, \quad (2)$$

де  $P_0, T_0, z_0$  – тиск, температура і коефіцієнт стиснення газу в нормальних умовах;  $P, T, z$  – тиск (кгс/см<sup>2</sup>), температура (К) і коефіцієнт стиснення газу в реальних умовах експлуатації;  $q$  – дебіт свердловини, тис. м<sup>3</sup>/добу.

Об'єм забруднень, що накопичено в трубопроводі запишемо, як:

$$V_{забр} = a \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot L, \text{ (дм}^3\text{)} \quad (3)$$

де  $D, L$  – геометричні параметри шлейфа: внутрішній діаметр і довжина, відповідно, дм,  $a$  – прийемо як коефіцієнт, що характеризує ступінь заповнення геометричного об'єму газопроводу рідиною, і визначається за формулою:

$$a = 0,2513 - 0,2099E - 0,09083i + 0,641875(1 - E)(1 - i), \quad (4)$$

де  $E$  – коефіцієнт гідравлічної ефективності шлейфа, долі одиниці;  $i$  – гідравлічний ухил висхідних ділянок шлейфа свердловини до горизонту, рад.

Реальний час проходження 1 дм через порожнину обраного для експериментальних досліджень трубопроводу із гладкою внутрішньою поверхнею становив:

$$t = (16,24 - 0,81\omega(q) + 0,84V_{забр} + 0,85\rho_{забр}) / 60,30 \text{ (с)}. \quad (5)$$

Згідно із результатами звіту про проведення експериментальних досліджень час проходження через внутрішню порожнину трубопроводу із жорсткою стінкою, опір

якої моделювався шляхом розміщення певного об'єму бориту в трубі, збільшується в четверо. Враховуючи це, та підставляючи формули (2) і (3) в формулу (5) отримаємо час проходження пружно-полімерної композиції через його порожнину для шлейфа певної довжини, дотримуючись критеріїв подібності:

$$t = \frac{2}{3} \cdot L \cdot (16,24 - 4,5 \cdot 10^{-4} \frac{q \cdot z \cdot T}{P \cdot d^2} + 210 \cdot a \cdot \pi \cdot d^2 \cdot L + 0,85 \cdot 10^{-3} \rho_{забр}), \text{ с} \quad (6)$$

де  $L$  – довжина шлейфа свердловини, м;  $q$  – дебіт свердловини, тис.м<sup>3</sup>/добу;  $z$  – коефіцієнт стиснення газу, для інженерних або оціночних розрахунків – 0,96;  $T$  – температура газового потоку, К;  $P$  – тиск в досліджуваному перерізі шлейфу, для інженерних розрахунків – середній тиск в шлейфі свердловини, кгс/см<sup>2</sup>;  $d$  – внутрішній діаметр шлейфа свердловини, м;  $\rho_{забр}$  – густина забруднень в порожнині трубопроводу (для оціночних розрахунків: для газових родовищ – вода густиною 1000 кг/м<sup>3</sup>, для газоконденсатних і нафтових родовищ – конденсат або багатофазова суміш з густиною – від 680 до 840 кг/м<sup>3</sup>, для родовищ на завершальній стадії експлуатації із наявністю в забрудненнях значної маси твердих домішок (глини, піску) зважених в потоці рідини – глинисто-водяна суспензія густиною 1100 кг/м<sup>3</sup>).

Формула (6) дає змогу оцінити час проходження полімерно-пружної композиції в якості очисного поршня від гирла свердловини до блоку вхідних ниток на УКПГ, враховуючи рельєф траси шлейфа, забруднення його внутрішньої порожнини і їх тип та режим роботи свердловини, що в підсумку дасть змогу вчасно закрити засуву на вході свердловини в УКПГ і відкрити засуву для продувки на амбар, в якому уловлюватимуться залишки забруднень і поршень. Час саморуйнування оболонки для пружно-полімерної композиції має бути не меншим за розрахований час за рівняннями регресії.

Ефективність заходів з очистки внутрішньої порожнини шлейфа свердловини за допомогою пружно-полімерної композиції оцінюють за коефіцієнтом очистки шляхом порівняння даних про гідравлічну ефективність шлейфа до і після проведення очисних операцій [1]:

$$k_{оч} = \frac{V_{забр}^{до} - V_{забр}^{після}}{V_{забр}^{до}}, \quad (7)$$

де  $V_{забр}^{до}$ ,  $V_{забр}^{після}$  – розрахунковий об'єм забруднень до і після проведення операцій по очистці шлейфа свердловини, що визначається за формулою [2]

$$V_{забр} = a \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot L, \quad (\text{м}^3) \quad (8)$$

відповідно до гідравлічної ефективності та рельєфу місцевості.

Технічним результатом застосування запропонованого способу очистки внутрішньої поверхні трубопроводів є зменшення втрат тиску між гирлом свердловини та

установкою збору і підготовки газу, між іншими об'єктами газозбірної системи за рахунок досягнення високої ефективності очистки, що в підсумку призводить до збільшення пропускну здатності системи і можливості нарощування обсягів видобутку газу з родовищ.

### Література

1. Лутошкин Г.С. Сбор и подготовка нефти, газа и воды / Г.С. Лутошкин // Недра. – Москва, 1977.– 192 с.
2. Братах М.І. Спосіб визначення об'єму забруднень в порожнині газопроводів, що транспортують газ власного видобутку// Проблеми нафтогазової промисловості: Зб. наук. праць, вип. 5. – Київ, «ДП Науканафто-газ», – 2007.– С. 628–634.

### Bibliography (transliterated)

1. Lutoshkin G.S. Sbor i podgotovka nefti, gaza i vody / G.S. Lutoshkin Nedra. – Moskva, 1977.– 192 p.
2. Bratakh M.I. Sposib viznachennya ob'emu zabrudnen v porozhnini gazoprovodiv, scho transportuyut gaz vlasnogo vidobutku Problemi naftogazovoyi promislovosti: Zb. nauk. prats, vip. 5. – Kiyiv, «DP Naukanafto-gaz», – 2007.– p. 628–634.

УДК 622.691.4

Братах М.І., Кустурова Е.В., Рузина І.М., Крымов А.П.

### **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ ШЛЕЙФОВ СКВАЖИН**

В статье представлены результаты экспериментальных исследований процесса очистки шлейфа скважины с помощью эластичных полимерных поршней с саморазрушающейся оболочкой. Рассчитано и аппроксимировано к реальным условиям эксплуатации время прохождения упруго-полимерной композиции через полость трубопровода и объем загрязнений, удаляемых из шлейфа в процессе очистки.

Bratakh M.I., Kusturova O.V., Ruzina I.M., Krymov A.P.

### **MODELING OF PIGGING FIELD LINE**

The paper presents the results of experimental studies of the pigging field line process with flexible polymer pistons equipped self-destroying shell. The passage of elastic polymer composition through the cavity of the pipeline and the pollution that is removed from the plume within the cleaning process are calculated and approximated to the real conditions of exploitation.

Вурье Б.А., Гордюхин А.А., Салыга Т.С.

## СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

**1. Введение.** К весьма важным показателям эксплуатационных свойств гидроагрегатов относится диапазон регулирования, работоспособность в широком интервале изменения температуры, а также возможность пропорционального управления исполнительными механизмами машин, которая заключается в плавном регулировании положения золотника управляющего распределителя. Для решения этой задачи, в частности, предлагается использовать пропорциональные распределители, обеспечивающие регулирование расхода в зависимости от величины сигнала управления.

**2. Постановка проблемы.** При различных режимах работы гидропривода сельскохозяйственных машин, в частности при регулировании положения плуга в процессе вспашки, необходимо обеспечить плавное регулирование расхода независимо от нагрузки. Поэтому актуальным является создание распределителя с пропорциональным управлением и обратной связью по нагрузке. В данной статье рассмотрим возможность применения подобного распределителя в навесном гидроагрегате сельскохозяйственных машин.

**3. Литературный обзор.** В последние годы широкое распространение получили гидроагрегаты с пропорциональной аппаратурой. Системы с использованием распределителя с пропорциональным управлением с обратной связью по нагрузке являются более эффективными и экономичными. В частности, они применялись при моделировании динамики гидравлической системы управления шагающей машины [1].

В трудах, посвященных данной проблеме, были рассмотрены математические модели работы исполнительного устройства – ноги робота. В эту модель входило, в том числе, математическое описание работы пропорционального распределителя с регулятором.

Предохранительно-переливная секция пропорционального распределителя, с обратной связью по нагрузке, была представлена в работах [2,3].

Комбинированная пневмогидравлическая система управления навесным агрегатом предлагалась в [4].

Однако в работах [1,2,3] рассматривался пропорциональный распределитель с ручным уравнением, и математическая модель не описывала систему управления электрическим сигналом, зависимости для пилотного золотника.

**4. Основная часть.** Использование в гидравлической системе навесного устройства пропорционального распределителя с обратной связью по нагрузке дает ряд значительных преимуществ по сравнению с дискретным распределителем.

Конструкция данных распределителей позволяет обеспечить расход рабочей жидкости независимо от нагрузки в гидросистеме (так же, как и в регуляторах расхода с «клапаном разницы давления»), за счет профилирования дросселирующих кромок основного распределителя обеспечивается плавность регулирования расхода, что позволяет улучшить параметры управления рабочими движениями, повысить точность позиционирования и снизить утомляемость оператора.

Пропорциональный распределитель перенаправляет и регулирует поток рабочей жидкости в зависимости от нагрузки на исполнительном органе, чем обеспечивается

уменьшение непродуктивных энергетических расходов по сравнению с дискретными распределителями [1].

На рис. 1 предлагается гидравлическая принципиальная схема секционного распределителя с пропорциональным управлением.

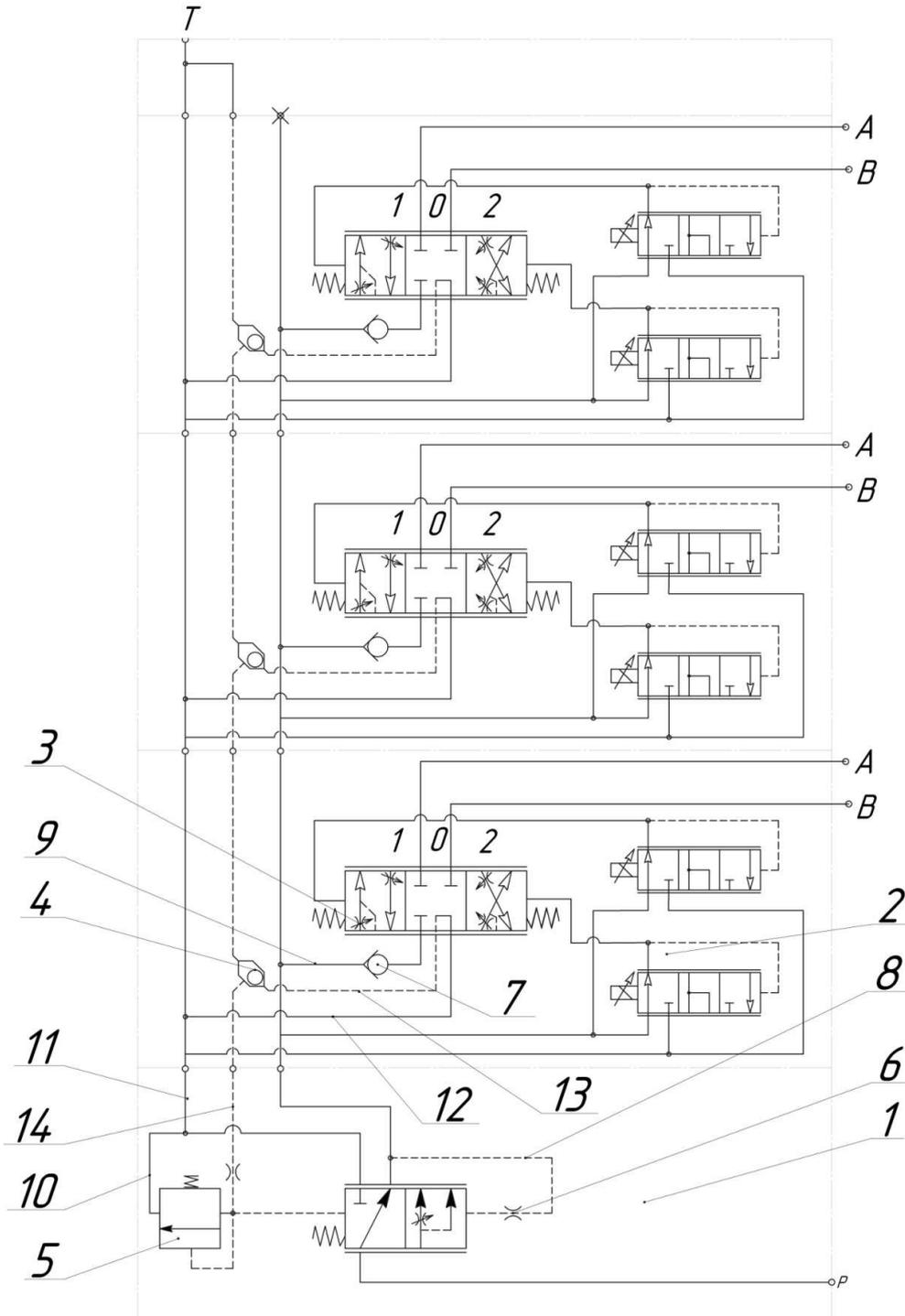


Рисунок 1 – Принципиальная гидравлическая схема секционного распределителя с пропорциональным управлением

При подводе рабочей жидкости к входному каналу гидроклапана разности давлений 1, при нейтральном положении золотников гидрораспределителей 2, последняя, по гидролинии 8, через постоянный дроссель 6, служащий для демпфирования потока рабочей жидкости, подводится в торцевую полость гидроклапана разности давлений и по гидролинии 9 поступает на входы дросселирующих кромок 3. Под действием давления, золотник гидроклапана разности давлений 1 смещается, сжимая пружину, и сообщая входной канал с гидролинией слива 11 через сливной канал гидроклапана. В гидролинии 9 устанавливается минимальное давление, величина которого определяется усилием предварительного поджатия пружины гидроклапана и площадью поперечного сечения золотника.

При смещении одного из золотников рабочих секций гидрораспределителя из нейтральной позиции в любую из рабочих, выход дросселирующей кромки 3 разобщается с гидролинией слива 12 и рабочая жидкость, через кромку 3, подводится к клапану обратному 7. Если гидроцилиндр, подключенный к линиям рабочей секции А и В нагружен весовой нагрузкой, то обратный клапан закрыт, пока давление на его входе меньше давления за ним.

Таким образом, исключается «проседание» гидроцилиндра под действием нагрузки. Давление в гидролинии 13 возрастает и гидролиния 14 сообщается элементом ИЛИ 4 с гидролинией 13, что приводит к повышению давления на входе клапана предохранительного 5 и в торцевой полости гидроклапана разности давлений 1 напорной секции со стороны пружины. Золотник гидроклапана 1 под действием усилия, обусловленного давлением рабочей жидкости, смещается. Давление в гидролиниях 8 и 9 повышается до момента открытия клапана обратного и начала движения исполнительного механизма, сохраняя величину перепада на дросселирующей кромке 3 близкую по значению величине минимального давления при нейтральном положении золотника рабочей секции.

Установим зависимость для определения расхода через дросселирующую кромку 3.

Течение жидкости, проходящей через дросселирующую щель, может иметь ламинарный, турбулентный и переходный режим. Поскольку при турбулентном режиме течения жидкости ( $Re > Re_{кр}$ ) коэффициент потерь не зависит от числа Рейнольдса, а следовательно, и от вязкости и температуры жидкости, то при проектировании дросселирующих распределителей их конструктивные параметры выбирают из условия обеспечения турбулентного режима течения жидкости в наиболее широком диапазоне регулирования [5].

Для турбулентного режима течения жидкости через дроссель уравнение расхода имеет вид:

$$Q = \mu \cdot S_{др}(x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход рабочей жидкости через дросселирующую кромку,  $см^3/с$ ;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $S_{др}(x)$  – закон изменения площади проходного сечения дросселирующей кромки золотника,  $см^2$ ;  $\Delta p$  – перепад давления на дросселирующей кромке золотника,  $кгс/см^2$ ;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $(кгс/см^3)/(см/с^2)$ .

Как отмечено выше,  $\Delta p \approx const$ , плотность рабочей жидкости можно считать постоянной,  $\rho \approx const$ .

Если профиль дросселирующей кромки выполнен так, что  $S_{др}(x) = kx$ , то из формулы (1) следует, что

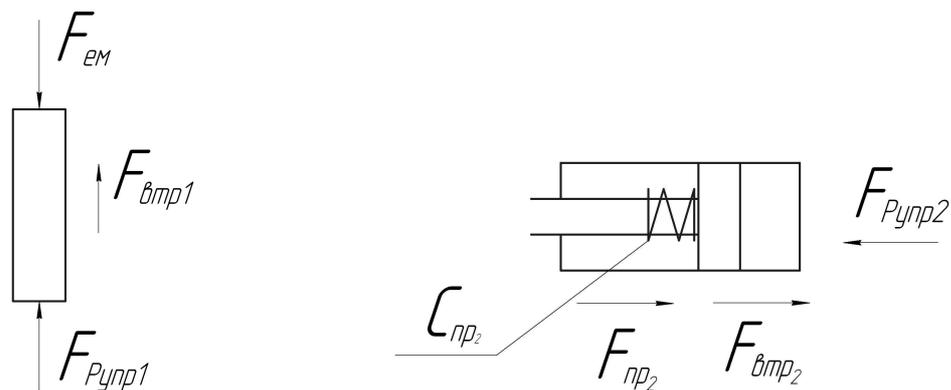
$$Q = k_1 \cdot x, \quad (2)$$

где 
$$k_1 = \mu \cdot k \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}. \quad (3)$$

Таким образом, расход через распределитель пропорционален перемещению золотника рабочей секции, т.е. скорость перемещения исполнительного механизма пропорциональна величине смещения золотника.

При повышении давления в гидролинии 13 выше давления настройки клапана предохранительного 5, последний срабатывает, в гидролиниях 8 и 9 устанавливается давление максимальной величины и рабочая жидкость, подводимая к входному каналу гидроклапана по гидролинии 10, поступает в гидролинию слива 11.

Составим расчетные схемы для системы «золотник блока гидравлического управления» (рис. 2а) и системы «линия управления–золотник распределителя» (рис. 2б). Для этого рассмотрим все силы, действующие на исследуемый объект.



а – расчётная схема для системы «золотник блока гидравлического управления»

б – расчётная схема для системы «линия управления – золотник распределителя»

Рисунок 2 – Расчетные схемы действующих на системы сил

В схемах на рис. 2 приняты следующие обозначения (табл. 1).

Считаем, что силы от потока жидкости, действующие на золотники обеих секций распределителя с пропорциональным управлением, действуют по направлению оси золотника равномерно на всю торцевую поверхность. Силы, действующие на кромки, и направленные не вдоль оси золотника, силы вызванные реактивным действием потока жидкости на золотники в математической модели не учитываются.

Уравнение равновесия золотника блока гидравлического управления:

$$F_{эм} = F_{ин1} + F_{рупр1} + F_{втр1}, \quad (3)$$

где  $F_{ин1}$  – сила инерции золотника редукционного клапана.

Таблица 1 – Обозначения элементов математической модели

Обозначение параметра	Название	Единица измерения
$F_{эм}$	управляющее усилие, действующее со стороны пропорционального электромагнита (ПЭМ)	кгс
$F_{рупр1}$	сила воздействия давления рабочей жидкости на торец золотника пилота	кгс
$F_{рупр2}$	сила воздействия давления рабочей жидкости на торец основного золотника	кгс
$F_{вмп1}$	сила вязкого трения, действующая на золотник каскада управления	кгс
$F_{вмп2}$	сила вязкого трения, действующая на основной золотник	кгс
$F_{пр}$	сила сжатия пружины золотника	кгс
$C_{пр}$	жесткость пружины	кгс/см

Силы инерции всегда будут противодействовать изменению направления движения золотника, и определяются по формуле:

$$F_{ин1} = m_1 \cdot \frac{d^2x}{dt^2},$$

где  $x$  – перемещение золотника пилота;  $m_1$  – масса золотника пилота.

При увеличении массы золотника и увеличении значения его ускорения сила инерции  $F_{ин1}$  будет возрастать.

Найдем силу, действующую на торец золотника управления:

$$F_{рупр} = p_{упр} S_1,$$

где  $S_1$  – площадь торца золотника пилота.

В общем случае закон изменения сил трения достаточно сложен. В начале силы трения покоя достаточно велики (силы сухого трения). С ростом скорости сначала силы трения уменьшаются, переходя в смешанное трение, однако при достижении определенной скорости смешанное трение сменяется жидкостным, и далее по мере увеличения скорости начинается рост силы трения. Так как ход золотников обоих каскадов небольшой и скорость движения не достигает больших значений, мы рассматриваем два вида сил трения: силу сухого трения, которая возникает в начале движения и силу вязкого трения, которая действует на золотники при установившемся движении.

Сила вязкого трения для золотника пилота:

$$F_{втр} = k_{втр1} \frac{dx}{dt},$$

где  $k_{втр1}$  – коэффициент вязкого трения.

Входящая в формулу (3) управляющее усилие, действующее со стороны ПЭМ  $F_{ЭМ}$ , в свою очередь определяется силой тока  $I$  и коэффициентом пропорциональности ПЭМ –  $k_{ЭМ}$ .

Рассмотрим все силы, действующие на основной золотник (золотник секции распределителя). Уравнение равновесия золотника распределителя:

$$F_{рупр2} = F_{ин2} + F_{пр} + F_{пр10} + F_{втр2} + F_{сух} , \quad (4)$$

где  $F_{ин2}$  – сила инерции золотника распределителя  $F_{ин2} = m_2 \frac{d^2y}{dt^2}$ ,  $m_2$  – масса золотника распределителя.

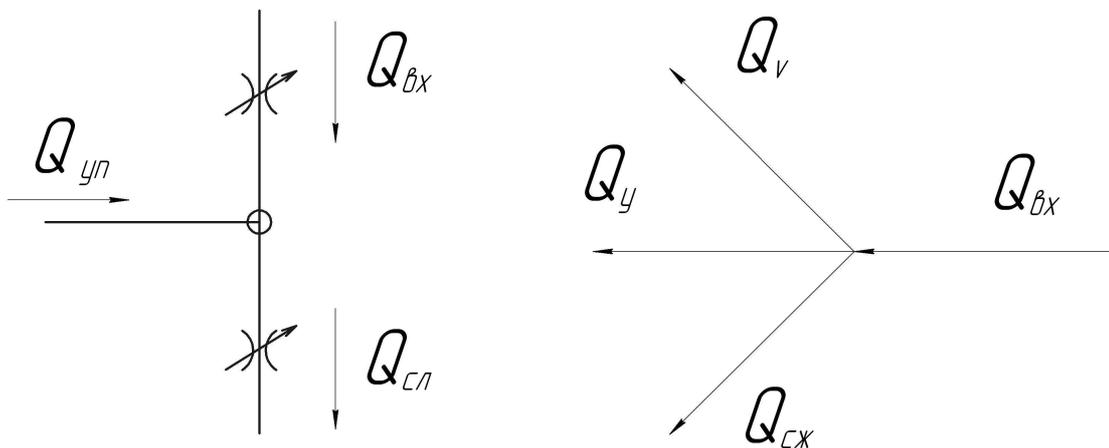
Усилие сжатой центрирующей пружины определяется по формуле:  $F_{пр} = C_{пр}y$  где  $y$  – перемещение золотника распределителя,  $F_{пр10}$  – усилие предварительного поджатия центрирующей пружины.

Найдем силу воздействия давления рабочей жидкости на торец золотника распределителя:  $F_{рупр} = p_{упр}S_2$ , где  $S_2$  – площадь торца золотника распределителя.

Сила вязкого трения для основного золотника:  $F_{втр2} = k_{втр2} \frac{dy}{dt}$ , где  $k_{втр2}$  – коэффициент вязкого трения.

Сила сухого трения, возникающая в начальный момент движения основного золотника распределителя –  $F_{сух}$ .

Семейство расходных характеристик золотника определяется уравнениями Бернулли и уравнениями неразрывности потока жидкости. Из условия неразрывности потока жидкости составим схемы баланса расходов для пилота (рис. 3а) и для основного распределителя (рис. 3б).



а – схема баланса расходов для пилота

б – схема баланса расходов для распределителя

Рисунок 3 – Схемы баланса расходов

В схемах, рис. 3 приняты следующие обозначения (табл. 2).

Таблиця 2 – Обозначения элементов схемы балансов расхода

Обозначение параметра	Название	Единица измерения
$Q_{уп}$	расход, который идет на каскад управления	см <sup>3</sup> /с
$Q_{вх}$	расход через напорную кромку	см <sup>3</sup> /с
$Q_{сл}$	расход через сливную щель редукционного клапана	см <sup>3</sup> /с
$Q_v$	расход на перемещение золотника распределителя	см <sup>3</sup> /с
$Q_y$	Расход, который идет на утечки	см <sup>3</sup> /с
$Q_{вх}$	расход, который идет на основной распределитель	см <sup>3</sup> /с
$Q_{сж}$	расход на сжатие объема рабочей жидкости	см <sup>3</sup> /с

Из схем баланса расходов получим следующие уравнение:

$$Q_{вх} = Q_v + Q_{сж} + Q_y + Q_{сл} . \quad (5)$$

В свою очередь расход на перемещение золотника распределителя:  $Q_v = S_2 \frac{dy}{dt}$ .

Рассматриваемый гидрораспределитель с пропорциональным управлением располагают в непосредственной близости от исполнительных устройств. Поэтому потери давления в исполнительных гидролиниях пренебрежимо малы. Однако необходимо учесть потери расхода, возникающие из-за сжатия рабочей жидкости.

Потери расхода на сжатие объема рабочей жидкости:  $Q_{сж} = \frac{V}{E} \frac{dp_{упр}}{dt}$ , где  $V$  – объем линии управления;  $E$  – модуль упругости рабочей жидкости и линии управления.

Будем считать, что остатки воздуха в гидросистеме равномерно растворились в рабочей жидкости и не влияют на модуль упругости. Также, приняв постоянной температуру рабочей жидкости, можно считать, что в системе не происходят термодинамические процессы, которые могли бы повлиять на модуль упругости, т.е.  $E = const$ .

Расход, теряемый на утечки:  $Q_y = k_{ут} p_{упр}$ , где  $k_{ут}$  – коэффициент утечек.

Исходя из изложенного выше, примем коэффициент расхода равным константе ( $\mu = const$ ).

Выражение для определения площади напорной дросселирующей щели имеет вид:

$$S_{щ} = \frac{3}{8} h \sqrt{h(D-h)} , \quad (6)$$

где  $h$  – величина положительного перекрытия рабочей дросселирующей кромки;  $D$  – диаметр подводящего отверстия в корпусе блока гидравлического управления.

Кроме того, расход при положительном и нулевом перекрытии щелей будем считать равным нулю. Значение коэффициента расхода принимаем равным  $const$ .

Тогда уравнения расходов через дросселирующие щели примут следующий вид:

1). Для напорной щели:

$$\text{при } x - l_0 \leq 0 \quad Q_{\text{вх}} = 0,$$

$$\text{при } x - l_0 > 0 \quad Q_{\text{вых}} = \begin{cases} \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} S_{\text{вх}} \sqrt{p_{\text{упр2}} - p_{\text{упр1}}} \leftarrow x - l_0 > 0 \\ S_{\text{всх}} = \frac{8}{3} (x - l_0) \sqrt{(x - l_0) D - (x - l_0)} \end{cases}, \quad (7)$$

где  $x$  – перемещение золотника управления;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $p_{\text{упр1}}$  – давление управления, которое действует на пилотный золотник;  $p_{\text{упр2}}$  – давление, которое действует на торец основного золотника;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $S_{\text{вх}}$  – площадь проходного сечения напорной дросселирующей щели;  $l_0$  – начальное положительное перекрытие дросселирующей щели.

2). Для сливной щели:

$$\text{при } x + l_0 \geq 0 \quad Q_{\text{вых}} = 0,$$

$$\text{при } x + l_0 < 0 \quad Q_{\text{вых}} = \begin{cases} \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} S_{\text{сх}} \sqrt{p_{\text{упр1}}} \leftarrow x + l_0 < 0 \\ S_{\text{сх}} = \frac{8}{3} |x + l_0| \sqrt{|x + l_0| * (D - |x + l_0|)} \end{cases}, \quad (8)$$

где  $S_{\text{сх}}$  – площадь проходного сечения сливной дросселирующей щели.

В результате обобщения уравнений (1)–(8) получим математическую модель работы пилотного и основного золотников:

$$\begin{cases} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{m_1} (F_{\text{эм}} - p_{\text{упр}} S_1 - k_{\text{емп1}} \frac{dx}{dt}) \\ \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{1}{m_2} (p_{\text{упр}} S_1 - C_{\text{нр2}} y - F_{\text{нр10}} - k_{\text{емп2}} \frac{dy}{dt} - p_{\text{упр}} S_2). \\ \frac{dp_{\text{упр}}}{dt} = \frac{E}{V} (Q_{\text{сх}} - S_2 \frac{dy}{dt} - k_{\text{ум}} p_{\text{упр}} - Q_{\text{вых}}) \end{cases} \quad (9)$$

Системы уравнений (7)–(9) образуют полную математическую модель работы системы: «золотник распределителя – блок гидравлического управления» для распределителя с пропорциональным управлением.

**5. Апробация результатов исследований.** Предложенные решения и математические модели используются при проектировании и расчетах гидроагрегатов с пропорциональным управлением на предприятиях России и Украины, в частности для гидросистем сельскохозяйственных машин.

**6. Выводы.** Применение в гидроагрегатах сельскохозяйственной техники распределителя с пропорциональным управлением по нагрузке дает значительную эконо-

мию топлива, увеличивает точность позиционирования рабочих органов трактора, уменьшает нагрев рабочей жидкости, увеличивая срок его эксплуатации, упрощает управление навесным оборудованием и, таким образом, является перспективным направлением развития гидравлических систем мобильных сельскохозяйственных машин. Авторами разработана математическая модель системы «секция пропорционального распределителя–управляющий пилот», для предложенной конструкции распределителя, учитывающая особенности пропорциональных систем и включающая в себя математические модели, построенные на основе теории неразрывности потока рабочей жидкости и законах движения исполнительных устройств – пилотного золотника и золотника распределителя.

#### Литература

1. Боровин Г.К. Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины / Г.К. Боровин, А.В. Костюк. – М. : Машиностроение, 2002. – 34 с.
2. Burennikov Yu. Non-linear mathematical model of LS hydraulic drive / Burennikov Yu., Kozlov L. // Optimum technologies, technologic systems and materials in the machines building field. – 1988. – vol. 4. – P. 96–102.
3. Козлов Л.Г. Влияние параметров системы управления на динамические характеристики насоса переменного рабочего объема / [Козлов Л.Г., Буренников К.А, Любимов Б.А. и др.] // Гідропривод і гідропневмоавтоматика: Межвед. научн.-тех. сб. – К.: Техника, 1990. – Вып. 26. – С. 57–60.
4. Черкашенко М.В. К вопросу синтеза схем пневмогидроагрегатов / М.В. Черкашенко Т.С. Салига // Інтегровані технології та енергозбереження // Щоквартальний науково-практичний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – №2. – С. 51–56.
5. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Попов Д.Н. – М. : Машиностроение, 1982. – 240 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Borovin G.K. Modelirovanie dinamiki gidroprivoda nogi shagayuschey mashinyi G.K. Borovin, A.V. Kostyuk. – M. : Mashinostroenie, 2002. – 34 p.
2. Burennikov Yu. Non-linear mathematical model of LS hydraulic drive Burennikov Yu., Kozlov L. Optimum technologies, technologic systems and materials in the machines building field. – 1988. – vol. 4. – P. 96–102.
3. Kozlov L.G. Vliyanie parametrov sistemyi upravleniya na dinamicheskie harakteristiki nasosa peremennogo rabocheho ob'ema [Kozlov L.G., Burennikov K.A, Lyubimov B.A. i dr.] Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika: Mezhhved. nauchn.-teh. sb. – K.: Tehnika, 1990. – Vyip. 26. – p. 57–60.
4. Cherkashenko M.V. K voprosu sinteza shem pnevmogidroagregatov / M.V. Cherkashenko T.S. Saliga Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya Shokkvartalnyi naukovopraktichnyi zhurnal. – Harkiv: NTU «HPI». – 2010. – #2. – p. 51–56.
5. Popov D.N. Nestatsionarnyye gidromekhanicheskie protsessyyi Popov D.N. – M. : Mashinostroenie, 1982. – 240 p.

УДК 621.225

Вур'є Б.О., Гордюхин О.О., Салига Т.С.

**СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТИВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ  
МАШИН**

У статті розглянуті питання моделювання систем керування пропорційним розподільником зі зворотним зв'язком по тиску навантаження з електропропорційним управлінням для гідроприводу навісного устаткування. Складена математична модель, що описує роботу системи керування та золотника пропорційного розподільника.

Vurje B.A. Gordiuhin A.A., Salyga T.S.

**CONTROL SYSTEMS OF HYDROUNITS OF AGRICULTURAL MACHINES**

Questions of the control system modelling in the proportional valve with a feedback on loading with electroproportional control are considered in the article for a hydrodrive of the hinged equipment. The mathematical model describing work of the slide of proportional valve and control system is made.

Огурцов А.Н., Близнюк О.Н., Клещев Н.Ф., Масалитина Н.Ю.

**ХИМИКО-ФИЗИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ ТЕРМИЧЕСКОЙ ИНАКТИВАЦИИ ПРОЦЕССОВ ЭКСИТОННОГО ДЕФЕКТООБРАЗОВАНИЯ И ОБРАЗОВАНИЯ БИОМОЛЕКУЛЯРНЫХ НАНОКОМПЛЕКСОВ В РАДИАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ, БИОТЕХНОЛОГИИ И БИОФИЗИКЕ: СПЕКТРОСКОПИЯ И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ**

**Постановка и актуальность задачи.** Химическая физика элементарных актов энергетических и структурных преобразований материалов в качестве одной из основных проблем химической динамики рассматривает разнообразные способы активации и инактивации химических процессов, что очевидным образом может быть использовано при разработке технологий модификации уже существующих и синтеза новых материалов [1]. Физические основы механизмов термоактивации и термической инактивации химических процессов являются универсальными для широкого спектра химических процессов, что позволяет использовать единообразный формализм для описания их кинетики и энергетики [2].

В химической кинетике минимальную энергию, которой должна обладать молекула, чтобы вступить в химическую реакцию, называют энергией активации,  $E_a$ , а зависимость скорости реакции от температуры обычно описывают уравнением Аррениуса, которое в простейшем виде можно записать как  $k_w = k_0 \exp(-E_a/RT)$ , где  $k_0$  – это константа скорости, которую имела бы реакция при нулевой энергии активации. Поскольку  $k_0$  слабо зависит от температуры, то характер температурной зависимости скорости реакции определяет второй сомножитель – экспоненциальный: с увеличением температуры этот сомножитель быстро увеличивается, причём тем быстрее, чем больше энергия активации  $E_a$ . Такой экспоненциальный вид зависимости скорости реакции от температуры называется аррениусовским. Для аррениусовского характера термоактивации энергию активации реакции можно получить, определив тангенс угла наклона зависимости логарифма константы скорости реакции,  $\ln k_w$ , измеренной в начальный момент реакции, от обратной абсолютной температуры,  $T^{-1}$ . Если аррениусовская термоактивация является единственным термическим фактором, определяющим кинетику процесса, то энергию активации  $E_a = RT_1 T_2 (T_2 - T_1)^{-1} \ln(k_2/k_1)$  рассчитывают, измеряя константу скорости  $k_1$  и  $k_2$  при двух температурах  $T_1$  и  $T_2$  [2].

Однако гораздо более важной является разработка методики анализа температурно-зависимых процессов, в которых одновременно сосуществуют процессы низкотемпературной термоактивации и высокотемпературной термической инактивации. Многофакторный анализ такого рода процессов существенно упрощается, если удаётся перенормировать аналитические выражения в пределах  $T \rightarrow 0$  и  $T \rightarrow \infty$  так, что становится возможным определение термодинамических и кинетических параметров процессов по линеаризованным экспериментальным кривым в соответствующих координатах [3].

В настоящей работе использована универсальная аналитическая методика [4] для определения термодинамических параметров процесса температурной инактивации дефектообразования в ван-дер-ваальсовых атомарных криокристаллах в радиационной технологии и биокаталитической активности наноконплексов фермент-субстрат в биофизике и биотехнологии.

**Модель термической инактивации.** В общем случае процесс активации–инактивации может быть представлен в виде обратимой реакции:



с константой равновесия

$$K_{inact} = \frac{n_{inact}}{n_{act}} = \exp\left(-\frac{\Delta G_i}{RT}\right) = \exp\left(-\frac{\Delta H_i}{RT}\right) \cdot \exp\left(\frac{\Delta S_i}{R}\right), \quad (2)$$

где  $\Delta G_i$ ,  $\Delta H_i$  и  $\Delta S_i$  – энергия Гиббса, энтальпия и энтропия инактивации, соответственно, а  $m$  – концентрация исследуемых центров [3]. Используя уравнение Гиббса-Гельмгольца для переходного состояния,

$$\Delta G^\ddagger = \Delta H^\ddagger - T\Delta S^\ddagger, \quad (3)$$

связь энергии активации  $E_a$  реакции с энтальпией активации  $\Delta H^\ddagger$

$$E_a = \Delta H^\ddagger + RT, \quad (4)$$

и тот факт, что центры могут быть либо активированными, либо инактивированными,  $n = n_{act} + n_{inact}$ , мы для уравнения скорости реакции  $w(T) = k_w(T) \cdot n_{act}$ , в котором константа скорости  $k_w(T)$  связана с термодинамическими потенциалами уравнением Аррениуса-Эйринга [5]

$$k_w(T) = \alpha \cdot \frac{kT}{h} \cdot \exp\left(\frac{\Delta S^\ddagger}{R}\right) \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right), \quad (5)$$

получим соотношение

$$w(T) = \beta \cdot \frac{T \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{kT}\right)}{1 + \exp\left(\frac{\Delta S_i}{k}\right) \cdot \exp\left(-\frac{\Delta H_i}{kT}\right)}. \quad (6)$$

В формулах (5) и (6)  $k$  – постоянная Больцмана,  $h$  – постоянная Планка,  $R$  – универсальная газовая постоянная,  $\alpha$  и  $\beta$  – не зависящие от температуры характеристические константы.

Если представить зависимость  $w(T)$  в координатах  $\ln(w)$  и  $T^{-1}$ , то значения энергии активации  $E_a$  и энтальпии инактивации  $\Delta H_i$  достаточно просто могут быть определены из тангенсов угла наклона в пределах  $T^{-1} \rightarrow \infty$  и  $T^{-1} \rightarrow 0$ , поскольку соотношение (6) принимает вид – в первом случае

$$\ln(w(T)) = -\frac{E_a}{k} \cdot \frac{1}{T}, \quad (7)$$

а во втором случае

$$\ln(w(T)) = -\frac{\Delta H_i - E_a}{k} \cdot \frac{1}{T}. \quad (8)$$

Варьируя значения  $E_a$  в формуле (7), а затем, используя  $\Delta H_i$  в качестве подгонного коэффициента, можно подобрать значения  $E_a$  и  $\Delta H_i$ , при которых соответствующие прямые наилучшим образом аппроксимируют экспериментальные данные в пределах  $T^{-1} \rightarrow \infty$  и  $T^{-1} \rightarrow 0$ , соответственно.

Величину  $\Delta S_i$  можно определить, используя тот факт, что в максимуме

$$\frac{d}{dT} \ln(w(T_{\max})) = 0. \quad (9)$$

Следовательно, константа равновесия (2) может быть записана в виде

$$\frac{E_a + kT_{\max}}{\Delta H_i - E_a - kT_{\max}} = K_{inact} = \exp\left(-\frac{\Delta H_i}{kT}\right) \cdot \exp\left(\frac{\Delta S_i}{k}\right). \quad (10)$$

Здесь  $T_{\max}$  – положение максимума кривой  $w(T)$ .

**Результаты и обсуждение.** Эффекты термической активации и инактивации определяют особенности модификации спектров кристаллов криптона (рис. 1) [6].

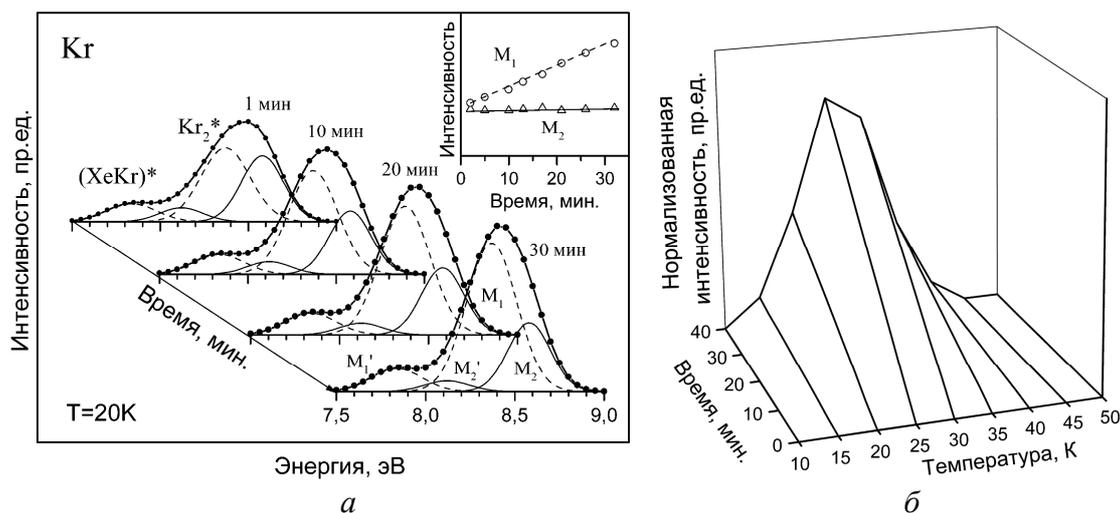


Рисунок 1 – Временная эволюция спектра катодоллюминесценции твёрдого Kr:  
 а – модификация спектра при  $T = 20$  К с течением времени облучения;  
 на вставке – дозовые зависимости компонент  $M_1$  и  $M_2$  при данной температуре;  
 б – дозовые зависимости полосы  $M_1$  твёрдого Kr при разных температурах

На рис. 1(а) представлена эволюция во времени спектра квазимолекулярной ка-

тодолюминесценции кристаллов Кг при  $T = 20$  К при стационарном облучении образцов пучком низкоэнергетичных электронов с энергией 1000 эВ, которая была существенно ниже порога образования дефектов по ударному механизму при плотности тока пучка  $j = 100$  мкА/см<sup>2</sup>. В спектре доминирует полоса  $M$ , формируемая переходами в центре  $Kr_2^*$ , красное плечо  $M'$  вблизи 8 эВ связано с радиационным распадом гетероядерных эксимерных комплексов  $(XeKr)^*$  [6]. Наклон дозовых кривых дефектной компоненты  $M_1$  демонстрирует немонотонное поведение с температурой (рис. 1(б)) [7].

Образование точечного дефекта вследствие автолокализации экситона на мелких ловушках в кристаллической решётке криптона происходит путём формирования квазиэксимерного centrosymmetricного состояния (рис. 2(а)→(б)) с последующим смещением квазиэксимера (конфигурационное смещение) вдоль оси  $\langle 110 \rangle$  в неcentrosymmetricное положение (рис. 2(б)→(в)) и переориентацией его (стабилизация дефекта) вдоль направления  $\langle 100 \rangle$  (рис. 2(г)) [8]. При этом после излучательного распада стабилизированного центра (рис. 2(г)) в решётке остаётся стабильный дефект в виде вакансии и междоузельного атома в гантельной конфигурации, расстояние между которыми порядка 1 нм, в то время как излучательный распад квазиэксимера в нестабилизированном состоянии (рис. 2(в)) возвращает решётку в исходное бездефектное состояние [9]. Поэтому, конфигурация (рис. 2(в)) может рассматриваться как метастабильный короткоживущий дефект решетки, который, наряду со стабильными наноразмерными дефектами, даёт вклад в интенсивность "дефектной" полосы  $M_1$ , но не накапливающийся в решётке [7].

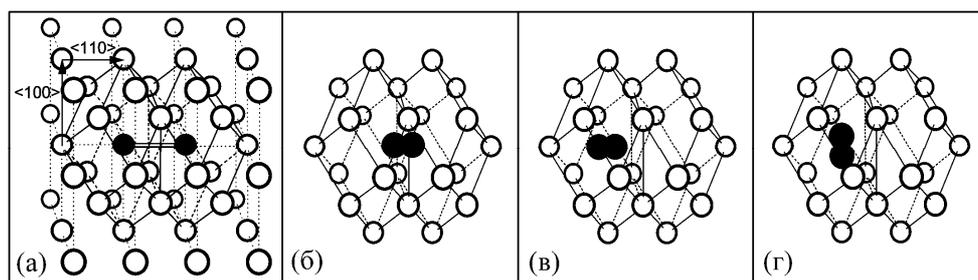


Рисунок 2 – Схема экситонно-стимулированного образования дефектов в твёрдом Кг

Скорость накопления дефектов, которая характеризуется изменением интенсивности полосы  $M_1$  в единицу времени (наклоном дозовых кривых), немонотонно зависит от температуры. Для твёрдого криптона существует температура  $T = 27$  К, при которой скорость накопления дефектов максимальна [6]. Выше этой температуры скорость накопления дефектов падает, и при  $T = 50$  К процесс накопления стабильных дефектов прекращается (рис. 3(а)).

Применим к случаю экситонно-стимулированного дефектообразования в твёрдом криптоне предложенную модель, предполагая, что при низких температурах преобладают процессы термоактивации смещения квазиэксимера в неcentrosymmetricное положение, а при повышении температуры интенсифицируется обратный процесс метастабильных дефектов обратно в centrosymmetricное состояние, иными словами, происходит инактивация процесса дефектообразования. Предложенная модель (формулы (6–8, 10) и соответствующие кривые на рис. 3(а) и рис. 3(б)) хорошо описывает экспериментально измеренные значения, изображённые на рис. 3(а) и рис. 3(б) точками, при значениях параметров  $T_{max} = 27$  К,  $E_a = 4$  мэВ,  $\Delta H_i = 30$  мэВ,  $\Delta S_i = 1$  мэВ·К<sup>-1</sup>.

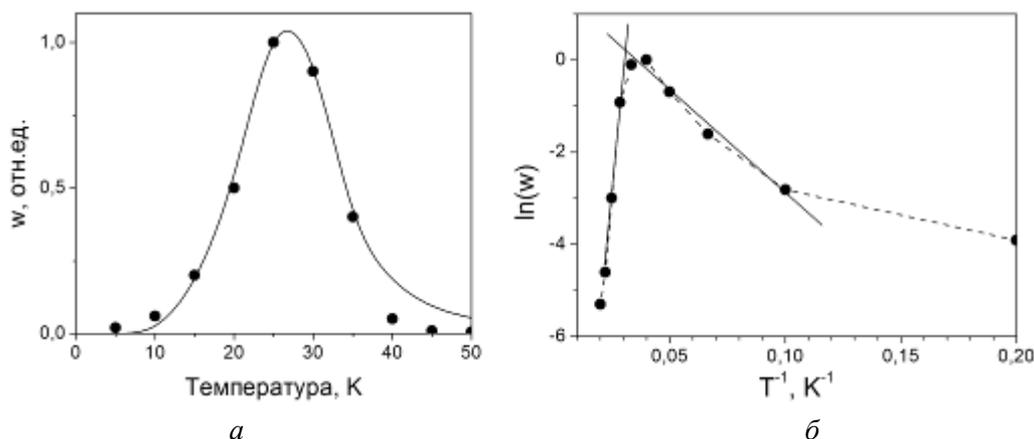


Рисунок 3 – Температурная зависимость экситонно-стимулированного образования дефектов в твёрдом Кг:

*a* – экспериментальные точки и рассчитанная по (б) кривая; *б* – представление температурной зависимости скорости дефектообразования в координатах  $\ln[w(T)]$  и  $T^{-1}$

Функциональные биомакромолекулы белков могут быть отнесены к наночастицам. Объем  $V$  в кубических нанометрах ( $\text{нм}^3$ ) вещества с молекулярной массой  $M$  и плотностью  $\rho$  вычисляется по формуле  $V = 0,001661M/\rho$ , где  $M$  выражается в г/моль, а  $\rho$  – в г/см<sup>3</sup>. В качестве приблизительной оценки размера наночастицы (в нанометрах), которая называется размерным параметром  $d$ , обычно используют длину ребра куба, в который вписана эта частица,  $d = 0,1184(M/\rho)^{1/3}$  [10]. Плотность аминокислот и белков может быть вычислена с использованием кристаллографических данных. Так, например, плотность аланина, глицина, валина и воды составляет 1,43, 1,607, 1,316 и 1 г/см<sup>3</sup>, соответственно. Структура белковых глобул более рыхлая, чем у кристалла, выращенного из аминокислот, поэтому для белков характерны меньшие значения  $\rho$ , чем для составляющих их аминокислот ( $\rho \rightarrow 1$ ). Используя большой набор данных, было подобрано эмпирическое соотношение для оценки размеров биологических макромолекул  $d = 0,12(M)^{1/3}$ , например, белок гемоглобин с молекулярной массой  $M = 68000$  г/моль имеет характерный размер (размерный параметр)  $d = 4,8$  нм, что подтверждает отнесение белков к наночастицам [11]. Ферментами называются белки, ускоряющие химические реакции, а вещество, на которое действует фермент, называется субстратом [фк]. В процессе биокатализа фермент связывается с субстратом, образуя фермент-субстратный наноконплекс, в результате чего ферментативные реакции ускоряются в  $10^6$ – $10^{12}$  раз по сравнению с неферментативными. Так, например, скорость реакции разложения перекиси водорода  $2\text{H}_2\text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O} + \text{O}_2$  с ферментом каталаза увеличивается в  $10^{11}$  раз по сравнению с неферментативным разложением [12].

В современной биотехнологии для сравнения результатов биотрансформаций, для расчётов биореакторов и сроков годности биопрепаратов необходимы точные количественные характеристики стабильности биомакромолекул, причём важно, чтобы эти характеристики соответствовали реальным условиям промышленного использования биомакромолекул, как правило, в водных средах, в присутствии специфических добавок и при промышленных значениях таких физико-химических параметров среды, как температура, кислотность, концентрация компонентов и режим барботирования [13]. Скорость снижения каталитической активности является одной из основных характеристик ферментов при их практическом использовании. Прежде всего, это относится к процессам, в которых фермент используется в течение длительного времени,

например, в проточных реакторах длительного действия. В подобных ситуациях полезное время жизни ферментного биокатализатора может определять экономическую целесообразность всего процесса [14].

Многие реакции, катализируемые ферментами, подчиняются аррениусовской зависимости константы скорости реакции от температуры, но только в узком температурном диапазоне, охватывающем только диапазон физиологически приемлемых температур, поскольку при повышении температуры начинается тепловая денатурация белковых молекул. Денатурация большинства белков начинается в диапазоне температур от 45–50 °С и завершается очень быстро при 55 °С (исключение составляют ферменты термофильных микроорганизмов, обитающих в горячих источниках, они сохраняют стабильность до 80–85 °С) [15]. Пример инактивации фермент-субстратного наноконплекса каталаза-перекись водорода при повышении температуры представлен на рис. 4 [16].

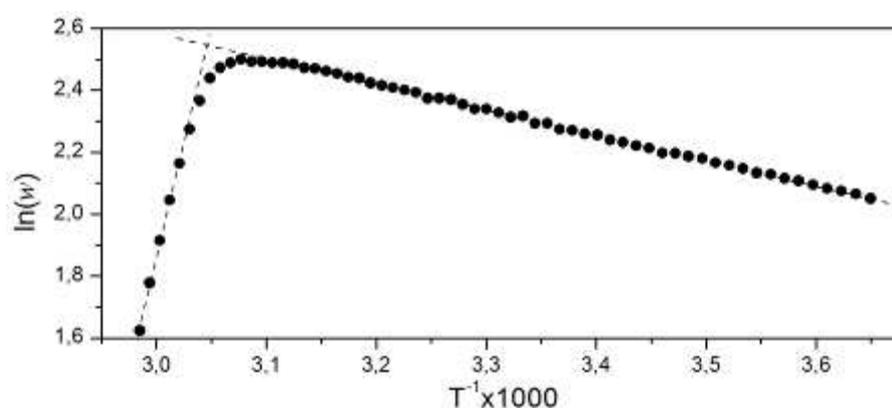


Рисунок 4 – Температурная зависимость логарифма скорости разложения перекиси водорода ферментом каталаза

Механизм термической денатурации белка состоит в том, что по мере повышения температуры атомы в молекуле белка приобретают все более высокую энергию, в том числе кинетическую, и, в конце концов, становится возможным разрушение слабых связей, стабилизирующих глобулярную структуру белка, что и приводит к его инактивации [15]. Однако причинами инактивации белка могут стать факторы, не вызывающие денатурационных последствий, например, взаимодействие макромолекул, модификация функционально важных аминокислот или изменение характера взаимодействий в фермент-субстратном наноконплексе [14]. Поэтому инактивацией в широком смысле считают любое изменение, приводящее к необратимой или обратимой утрате определённой биологической функции [3].

Термическая инактивация фермент-субстратных наноконплексов может быть обратимой, необратимой или смешанной. Зависимость скорости реакции ферментативного катализа от температуры в достаточно широком диапазоне температур может быть описана с помощью изложенной выше модели обратимой термической инактивации. Согласно этой модели неактивная и активная формы фермент-субстратных наноконплексов находятся в равновесии (1). Константу равновесия реакции (1) можно выразить в виде (2). Хотя изолированные водородные связи сравнительно слабы (их энергия обычно 0,1–0,3 эВ), энтальпия инактивации фермент-субстратных наноконплексов  $\Delta H_i$  достаточно высока, составляя, например, для трипсина и лизоцима белка куриных

яиц, соответственно, 2,9 и 3,3 эВ. Инактивация этих ферментов сопровождается изменением энтропии, равным  $9,1 \text{ эВ} \cdot \text{К}^{-1}$ . Благодаря высокой энтальпии денатурации уже небольшие изменения температуры существенно изменяют относительное количество активной формы фермента. При таких высоких значениях  $\Delta H_i$  фермент инактивируется практически полностью в диапазоне тридцати градусов.

Для частного примера разложения перекиси водорода ферментом каталаза [16] применение предложенной методики позволяет хорошо описать экспериментально измеренные значения, изображённые на рис. 4 точками, при значениях параметров  $T_{\max} = 326 \text{ К}$ ,  $E_a = 150 \text{ мэВ}$ ,  $\Delta H_i = 2,38 \text{ эВ}$ ,  $\Delta S_i = 7,22 \text{ эВ} \cdot \text{К}^{-1}$ .

**Выводы.** Таким образом, на основе теории переходного состояния предложена модель термодинамического описания процессов термической инактивации с использованием графического метода аппроксимации экспериментальных данных при экстремальных значениях температуры линейными функциями. В рамках предложенной модели определены такие термодинамические параметры процесса инактивации, как энергия активации, энтальпия и энтропия инактивации в таких процессах, как термическая инактивация экситонных ловушек в криокристаллах криптона и термическая инактивация фермент-субстратных наноконплексов каталаза-перекись водорода. Такой подход позволяет проводить качественный и количественный анализ и сертификацию процессов экситонного дефектообразования и образования биомолекулярных наноконплексов в радиационной технологии, биофизике и биотехнологии.

#### Литература

1. Itoh N. Materials modification by electronic excitation / N. Itoh, M. Stoneham. – Cambridge : Cambridge University Press, 2000. – 536 p.
2. Atkins P. Physical Chemistry / P. Atkins, de Paula J. – New York : W.H. Freeman, 2010. – 1060 p.
3. Метелица Д.И. Кинетические аспекты необратимой термической инактивации ферментов / Д.И. Метелица, А.Н. Еремин // Успехи химии. – 1987. – Т. 56., Вып. 11. – С. 1921–1948.
4. Masalitina N.Yu. Thermal inactivation of excitonically-induced defect formation in rare-gas solids / N.Yu. Masalitina, O.N. Bliznjuk, A.N. Ogurtsov // HASYLAB Annual Report 2007. – Hamburg : DESY, 2008. – P. 1117–1118.
5. Glasstone S. The theory of rate processes: The kinetics of chemical reactions, viscosity, diffusion and electrochemical phenomena / S. Glasstone, K.J. Laidler, H. Eyring. – New York : McGraw-Hill, 1941. – 611 p.
6. Fugol I.Ya. Electronically induced changes in structural properties of solid Kr / I.Ya. Fugol, E.V. Savchenko, A.N. Ogurtsov, O.N. Grigorashchenko // Physica B. – 1993. – V. 190, № 4. – P. 347–351.
7. Огурцов А.Н. Модификация криокристаллов электронными возбуждениями: монография / А.Н. Огурцов. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2009. – 368 с.
8. Ogurtsov A.N. Kinetic study of inelastic radiation-induced processes in rare-gas cryocrystals / A.N. Ogurtsov, N.Yu. Masalitina, O.N. Bliznjuk // Low Temp. Phys. – 2007. – V. 33, № 6/7. – P. 689–693.
9. Огурцов А.Н. Моделирование нестационарной кинетики радиационной модификации материалов электронными возбуждениями: Эволюция характеристической люминесценции модельных кристаллов и диссоциация биополимеров ДНК / А.Н.

Огурцов, О.Н. Близнюк, Н.Ю. Масалитина // ITE. – 2012. – № 1. – С. 43–51.

10. Poole C.P. Introduction to nanotechnology / C.P. Poole, F.J. Owens. – Hoboken : John Wiley & Sons, Inc., 2003. – 388 p.

11. Огурцов А.Н. Нанобиотехнология. Основы молекулярной биотехнологии / А.Н. Огурцов. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2010. – 384 с.

12. Огурцов А.Н. Ферментативный катализ / А.Н. Огурцов. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2010. – 304 с.

13. Future prospects for industrial biotechnology / Organization for Economic Cooperation and Development (OECD). – Paris : OECD, 2011. – 137 p.

14. Bailey J. E. Biochemical engineering fundamentals / James E. Bailey, David F. Ollis. – New York : McGraw-Hill, 1986. – 928 p.

15. Огурцов А.Н. Введение в молекулярную биофизику / А.Н. Огурцов. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2011. – 160 с.

16. Sizer I.W. Temperature activation and inactivation of the crystalline catalase-hydrogen peroxide system / I.W. Sizer // J. Biol. Chem. – 1944. – V. 154. – P. 461–473.

**Bibliography (transliterated)**

1. Itoh N. Materials modification by electronic excitation N. Itoh, M. Stoneham. – Cambridge : Cambridge University Press, 2000. – 536 p.

2. Atkins P. Physical Chemistry P. Atkins, de Paula J. – New York : W.H. Freeman, 2010. – 1060 p.

3. Metelitsa D.I. Kineticheskie aspektyi neobratimoy termicheskoy inaktivatsii fermentov D.I. Metelitsa, A.N. Eremin Uspehi himii. – 1987. – T. 56., Vyip. 11. – p. 1921–1948.

4. Masalitina N.Yu. Thermal inactivation of excitonically-induced defect formation in rare-gas solids N.Yu. Masalitina, O.N. Bliznjuk, A.N. Ogurtsov HASYLAB Annual Re-port 2007. – Hamburg : DESY, 2008. – P. 1117–1118.

5. Glasstone S. The theory of rate processes: The kinetics of chemical reactions, viscosity, diffusion and electrochemical phenomena S. Glasstone, K.J. Laidler, H. Eyring. – New York : McGraw-Hill, 1941. – 611 p.

6. Fugol I.Ya. Electronically induced changes in structural properties of solid Kr I.Ya. Fugol, E.V. Savchenko, A.N. Ogurtsov, O.N. Grigorashchenko Physica B. – 1993. – V. 190, # 4. – P. 347–351.

7. Ogurtsov A.N. Modifikatsiya kriokristallov elektronnyimi vzbuzhdeniyami: monografiya A.N. Ogurtsov. – Harkov : NTU "HPI", 2009. – 368 p.

8. Ogurtsov A.N. Kinetic study of inelastic radiation-induced processes in rare-gas cryocrystals A.N. Ogurtsov, N.Yu. Masalitina, O.N. Bliznjuk Low Temp. Phys. – 2007. – V. 33, # 6/7. – P. 689–693.

9. Ogurtsov A.N. Modelirovanie nestatsionarnoy kinetiki radiatsionnoy modifikatsii materialov elektronnyimi vzbuzhdeniyami: Evolyutsiya harakteristicheskoy lyuminescentsii modelnykh kristallov i dissotsiatsiya biopolimerov DNK A.N. Ogurtsov, O.N. Bliznyuk, N.Yu. Masalitina ITE. – 2012. – # 1. – p. 43–51.

10. Poole C.P. Introduction to nanotechnology C.P. Poole, F.J. Owens. – Hoboken : John Wiley & Sons, Inc., 2003. – 388 p.

11. Ogurtsov A.N. Nanobiotehnologiya. Osnovy molekulyarnoy biotehnologii A.N. Ogurtsov. – Harkov : NTU "HPI", 2010. – 384 p.

12. Ogurtsov A.N. Fermentativnyy kataliz A.N. Ogurtsov. – Harkov : NTU "HPI",

2010. – 304 p.

13. Future prospects for industrial biotechnology Organization for Economic Cooperation and Development (OECD). – Paris : OECD, 2011. – 137 p.

14. Bailey J. E. Biochemical engineering fundamentals James E. Bailey, David F. Ollis. – New York : McGraw-Hill, 1986. – 928 p.

15. Ogurtsov A.N. Vvedenie v molekulyarnuyu biofiziku A.N. Ogurtsov. – Harkov : NTU "HPI", 2011. – 160 p.

16. Sizer I.W. Temperature activation and inactivation of the crystalline catalase-hydrogen peroxide system I.W. Sizer J. Biol. Chem. – 1944. – V. 154. – P. 461–473.

УДК 544.32; 577.322

Огурцов О.М., Близнюк О.М., Клещев М.Ф., Масалітіна Н.Ю.

**ХІМІКО-ФІЗИЧНІ МЕХАНІЗМИ ТЕРМІЧНОЇ ІНАКТИВАЦІЇ ПРОЦЕСІВ  
ЕКСИТОННОГО ДЕФЕКТОУТВОРЕННЯ ТА УТВОРЕННЯ  
БІОМОЛЕКУЛЯРНИХ НАНОКОМПЛЕКСІВ В РАДІАЦІЙНІЙ ТЕХНОЛОГІЇ,  
БІОТЕХНОЛОГІЇ ТА БІОФІЗИЦІ:  
СПЕКТРОСКОПІЯ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ**

В рамках наближення Арреніуса-Ейрінга досліджено процеси термічної інактивації екситонних пасток екситонів в криокристалах криптону та фермент-субстратних наноконкомплексів. Визначено такі термодинамічні параметри цих процесів, як енергія активації, ентальпія і ентропія інактивації.

Ogurtsov A.N., Bliznjuk O.N., Kleshchev N.F., Masalitina N.Yu.

**CHEMICAL-PHYSICS MECHANISMS OF THERMAL INACTIVATION OF THE  
PROCESSES OF EXCITONIC DEFECT FORMATION AND BIOMOLECULAR  
NANOCOMPLEXES FORMATION IN RADIATION TECHNOLOGY,  
BIOTECHNOLOGY AND BIOPHYSICS:  
SPECTROSCOPY AND THERMODYNAMICAL MODELING**

Within the framework Arrhenius-Eyring approach the thermal inactivation processes of excitonic traps in krypton cryocrystals and enzyme-substrate nanocomplexes were studied. Such thermodynamics parameters of these processes as activation energy, enthalpy and entropy of inactivation were determined.

УДК: 681.511.4

Подустов М.А., Бобух А.А., Ковалёв Д.А.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ НЕЛИНЕЙНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

### Введение

В настоящее время важным этапом при создании высокоэффективных компьютерно-интегрированных систем управления технологическими процессами (КИСУ ТП) является разработка математических моделей технологических процессов. Одна из основных трудностей, возникающих при построении математических моделей современных производств, состоит в решении задачи идентификации [1–3] в «широком» смысле. Под этим термином понимается процедура, состоящая из двух этапов:

а) определение рационального вида оператора связи входов и выходов системы – задача выбора оптимальной (псевдооптимальной) структуры;

б) оценка параметров полученного на первом этапе уравнения – параметрическая идентификация.

Для хорошо изученных линейных динамических систем вид оператора связи входов и выходов системы, как правило, априори известен, поэтому для решения задачи идентификации в «широком» смысле остается решить задачу параметрической идентификации, достаточно хорошо описанную в литературе [1–2].

Иначе обстоит дело с нелинейными динамическими системами, априорная информация о которых невелика. В этом случае при решении задачи первого этапа возникают значительные трудности, связанные с необходимостью выбора вида оператора связи  $A$  входов и выходов исследуемой системы из множества операторов  $W_A$  некоторого типа.

### Цель работы

Разработка алгоритма выбора псевдооптимальной структуры нелинейных динамических систем, позволяющего при большой размерности конечного множества операторов  $W_A$  в значительной степени сократить время на ее поиск.

### Основная часть

Рассмотрим нелинейную динамическую систему, которая описывается уравнением:

$$x = A(x, U), \quad (1)$$

где  $x$  – скалярный выход системы;  $A$  – оператор, подлежащий определению, и, по на-

шему предположению,  $A \in W_A$ , где  $W_A$  – заданное множество операторов;  $U = \begin{pmatrix} U_1 \\ U_2 \\ \vdots \\ U_l \end{pmatrix}$  –

вектор входов системы размерностью  $l \times I$ .

При условии, что нам известен класс операторов  $W_A$  можно, подобно [1–3] ввести аппроксимацию оператора  $A$ :

$$A(x, U) = C^T \varphi(x, U), \quad (2)$$

где  $\varphi(x, U) = \begin{pmatrix} \varphi_1(x, U) \\ \varphi_2(x, U) \\ \vdots \\ \varphi_m(x, U) \end{pmatrix}$ ,  $C = \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \vdots \\ C_m \end{pmatrix}$ ;  $\varphi$  – вектор функции размерностью  $m \times I$ , на ос-

нове которого можно аппроксимировать с достаточной степенью точности любой из операторов  $A \in W_A$ ;  $C$  – вектор параметров размерностью  $m \times I$ , любые  $t$  из которых ( $t = \overline{1, m}$ ) могут отличаться от нуля,  $m-t$  соответственно равны нулю.

Выбирая те или иные элементы  $C$  ( $i = \overline{1, m}$ ) вектора  $C$  отличные от нуля, и умножая скалярно векторы  $C$  и  $\varphi$  мы можем получить  $2^m$  различных операторов  $A \in W_A$ .

На основе аппроксимации (2) можно предложить две формальные постановки задачи выбора псевдооптимальной структуры нелинейной динамической системы:

1. При заданной ошибке идентификации  $\varepsilon$  найти оператор  $A^{opt} \in W_A$  минимальной длины, то есть составленный из минимального количества функций  $\varphi_i \in \varphi$  (аргументы функций  $\varphi_i$  здесь и далее будут опущены).

2. При заданной длине оператора  $A^{opt} \in W_A$  определить его как оператор, обеспечивающий минимальную ошибку идентификации  $\varepsilon$  по сравнению со всеми операторами такой длины [1-3].

Из уравнений (1) и (2) получаем:

$$x = C^T \varphi. \quad (3)$$

Для решения рассмотренной выше задачи выбора псевдооптимальной структуры примем предположение, состоящее в том, что оптимальной структуре  $\varphi^{opt} \in \varphi$  соответствует максимуму значения коэффициента множественной корреляции  $R_{x/\varphi^{opt}}$ , то есть необходимо определить:

$$R_{x/\varphi^{opt}} = \max_{\varphi^j} R_{x/\varphi^j}, \quad \forall \varphi^j \in \varphi, \quad (4)$$

где  $\varphi^j$  – произвольное подмножество  $\varphi$ .

Используя это предположение и связь коэффициентов множественной и частной корреляции [3]:

$$1 - R_{x/\varphi}^2 = (1 - \rho_{x, \varphi_1}^2)(1 - \rho_{x, \varphi_2, \varphi_1}^2) \dots (1 - \rho_{x, \varphi_m, \varphi_1 \dots \varphi_{m-1}}^2), \quad (5)$$

где  $\rho_{x, \varphi_m, \varphi_1 \dots \varphi_{m-1}}^2$  – коэффициенты частной корреляции, можно построить псевдооптимальный алгоритм выбора структуры.

Заметим, что индексация  $\varphi_i$  в формуле (5) не совпадает с индексацией  $\varphi_i$  в формуле (2) и означает лишь порядок занесения элементов  $\varphi_i \in \varphi$  во множество фиксируемых элементов  $\varphi^j \in \varphi$ , где  $j$  – число элементов множества  $\varphi^j$ .

Определим алгоритм выбора псевдооптимальной структуры рассматриваемой системы следующим образом.

Этап 1. На этом этапе (первый шаг) занесем во множество  $\varphi^1$  элемент  $\varphi_i \in \varphi$  для которого будет выполняться условие:

$$\left| \rho_{x, \varphi_i \varphi^k} \right| = \max_t \left| \rho_{x, \varphi_t \varphi^k} \right|, \quad \forall \varphi_t \in \varphi, \quad t = \overline{1, m}. \quad (6)$$

Затем рассмотрим коэффициент множественной корреляции  $R_{x/\varphi^1}$ . Если  $R_{x/\varphi^1} > 1 - \varepsilon$ , где  $\varepsilon$  – некоторая заданная ошибка идентификации, то  $\varphi^1$  соответствует  $\varphi^{opt}$ , в противном случае переходим ко второму шагу.

Этап 2. На  $k$ -м шаге (при условии, что за предыдущие  $k-1$  шагов  $\varphi^{opt}$  не найдено) занесем во множество  $\varphi^{k+1}$  элемент  $\varphi_i \in \varphi$ , для которого будет выполняться условие:

$$\left| \rho_{x, \varphi_i \varphi^k} \right| = \max_t \left| \rho_{x, \varphi_t \varphi^k} \right|, \quad \forall \varphi_t \notin \varphi^k, \quad t = \overline{1, m-k}. \quad (7)$$

Затем рассмотрим  $R_{x/\varphi^{k+1}}$ . Если  $R_{x/\varphi^{k+1}} > 1 - \varepsilon$  то  $\varphi^{k+1}$  соответствует  $\varphi^{opt}$ , если нет, то необходимо перейти к  $k+1$  шагу, и т.д. до тех пор, пока не будет определено  $\varphi^{opt}$ . Описанный выше алгоритм решает задачу выбора псевдооптимальной структуры для этапа 1, однако его легко трансформировать для решения задачи этапа 2.

Учитывая псевдооптимальность предложенного алгоритма выбора структуры нелинейной динамической системы, можно попытаться улучшить его свойства следующим образом: на первом шаге не выбирать, а жестко фиксировать во множестве  $\varphi^1$  по очереди все  $\varphi_i \in \varphi$  ( $i = \overline{1, m}$ ) и затем проводить вычисления согласно рассмотренному алгоритму. Такой подход может привести (для задачи в постановке 1) к тому, что из  $m$  структур с одинаковой ошибкой можно будет выбрать требуемую структуру как минимальной длины, так и, возможно, более технологически обоснованную, что значительно увеличивает шансы найти  $\varphi^{opt}$ .

Покажем на примерах использование алгоритма выбора псевдооптимальной структуры нелинейной динамической системы. Основная трудность, с которой мы сталкиваемся при реализации алгоритма, заключается в выборе множества  $\varphi$ , аппроксимирующего операторы  $A \in W_A$  и некоторой заданной степенью точности. Рассмотрим различные способы выбора множества  $\varphi$  в зависимости от априорной информации об исследуемой системе.

#### Способ 1.

Пусть по входу  $u(k)$  и выходу  $x(k)$  нелинейной динамической системы необходимо определить ее псевдооптимальную структуру. Такая система может быть описана нелинейными разностными уравнениями вида:

$$x(k+1) = a^T X(k) + b^T U(k), \quad (8)$$

$$\text{где } X(k) = \begin{pmatrix} x(k) \\ x(k-1) \\ \vdots \\ x(k-n+1) \end{pmatrix}, \quad U(k) = \begin{pmatrix} u(k) \\ u(k-1) \\ \vdots \\ u(k-l+1) \end{pmatrix}$$

$a^T, b^T$  – векторы размерностью  $1 \times m$  и  $1 \times l$  соответственно.

Тогда множество  $\varphi$  можно задать следующим образом:

$$\begin{aligned} \varphi_i(u(k)) &= u(k-i), \quad \forall_i = \overline{0, l-1}; \\ \varphi_{l+i}(x(k)) &= x(k-i), \quad \forall_i = \overline{0, n-1}, \end{aligned}$$

где  $n$  и  $l$  являются заданными, заведомо большими, чем истинные  $n^{opt}$  и  $l^{opt}$  величинами.

После того, как определен вектор (множество)  $\varphi$ , можно, используя алгоритм выбора псевдооптимальной структур, то есть получить  $\varphi^{opt}$ , а затем и  $n^{opt}$  и  $l^{opt}$  (описанный подход легко распространить на многомерные нелинейные динамические системы).

### Способ 2.

Пусть по входам  $u_i(k)$  ( $i = \overline{1, l}$ ) и выходу  $x(k)$  нелинейной динамической системы необходимо определить ее псевдооптимальную структуру. Рассмотрим аппроксимацию исследуемой динамической системы моделью второго порядка, что практически наиболее целесообразно:

$$\tilde{o}(k+1) = a^T X(k) + b^T U(k) + X^T(k)CU(k) + X^T(k)DX(k) + U^T(k)HU(k), \quad (9)$$

$$\text{где } U(k) = \begin{pmatrix} u_1(k) \\ u_2(k) \\ \vdots \\ u_l(k) \end{pmatrix}, \quad C, D, H - \text{ матрицы размерностью } n \times l, n \times n \text{ и } l \times l \text{ соответственно.}$$

Отсюда вектор  $\varphi$  можно определить следующим образом:

$$\begin{aligned} \varphi_i(u_i(k)) &= u_i(k), \quad \forall_i = \overline{1, l}; \\ \varphi_{l+i}(x(k)) &= x(k-i), \quad \forall_i = \overline{0, n-1}, \\ \varphi_{l+n+i+j}(u_i(k), x(k)) &= u_i(k)x(k-j), \quad \forall_i = \overline{1, l} \quad \forall_j = \overline{0, n-1}, \\ \varphi_{l+n+l \times n+i+j}(x(k)) &= x(k-i)x(k-j), \quad \forall_{i,j} = \overline{0, n-1}, \\ \varphi_{l+n+l \times n+n \times n+i+j}(u_i(k)) &= u_i(k)u_j(k), \quad \forall_{i,j} = \overline{1, l}, \end{aligned}$$

Учитывая, что  $u_i(k)u_j(k) = u_j(k)u_i(k)$  и  $x(k-i)x(k-j) = x(k-j)x(k-i)$ , размерность вектора  $\varphi$  можно уменьшить до  $l+n+l \times n + \frac{n(n+1)}{2} + \frac{l(l+1)}{2}$ .

Получив вектор  $\varphi$  и воспользовавшись алгоритмом выбора псевдооптимальной структуры, мы можем определить  $\varphi^{opt}$ .

Для данной задачи наглядны преимущества предложенного алгоритма. Методом прямого перебора для выбора оптимальной структуры необходимо было бы рассмотреть  $2^{\frac{l+n+l \times n + \frac{n(n+1)}{2} + \frac{l(l+1)}{2}} - 1}$  моделей, а используя алгоритм выбора псевдооптимальной структуры не более  $\frac{1}{2} \left( l+n+l \times n + \frac{n(n+1)}{2} + \frac{l(l+1)}{2} \right)$  моделей.

Таким образом, использование алгоритма выбора псевдооптимальной структуры даже при небольших значениях  $l$  и  $n$  приводит к существенной экономии машинного времени по сравнению с методом прямого перебора.

### Способ 3.

Рассмотрим еще один подход к выбору псевдооптимальной структуры нелинейной динамической системы, который можно применять при почти полном отсутствии априорной информации о ней. Этот подход основывается на описании нелинейной динамической системы функциональным рядом Вольтерра:

$$x(k) = \sum_{m=0}^{\infty} k_1(m)u(k-m) + \sum_{m_1=0}^{\infty} \sum_{m_2=0}^{\infty} k_2(m_1 m_2) u(k-m_1)u(k-m_2) + \dots + \sum_{m_1 \dots m_s=0}^{\infty} k_s(m_1 \dots m_s) u(k-m_1) \dots u(k-m_s) \quad (10)$$

где  $x(k)$  – выход системы;  $u(k)$  – вход системы.

После того как ядра  $k_s$  аппроксимированы:

$$k_s(m_1 \dots m_s) = \sum_{v=1}^{l_s} C_{sv} \psi_v(m_1 \dots m_s), \quad (11)$$

где  $\psi_v$  – ортонормированные функции, и порядок ряда ограничен, например, двумя членами, вектор  $\varphi$  можно определить следующим образом:

$$\varphi_v(u(k-m)) = \psi_v(m)u(k-m), \quad \forall_v = \overline{1, l},$$

$$\varphi_{l+v}(u(k-m_1)u(k-m_2)) = \psi_v(m_1 m_2)u(k-m_1)u(k-m_2), \quad \forall_v = \overline{1, l_2},$$

После того как определен вектор  $\varphi$ , можно воспользоваться алгоритмом выбора псевдооптимальной структуры для получения  $\varphi^{opt}$ .

### **Вывод**

Таким образом, высокое быстродействие и гибкость предложенного алгоритма выбора структуры нелинейной динамической системы по отношению к виду искомой

моделі дозволяють використовувати його для рішення різних задач, що виникають при створенні КИСУ ТП.

Литература

1. Цыпкин Я.З. Информационная теория идентификации / Я.З. Цыпкин. – М. : Наука, 1995. – 336 с.
2. Эйкхофф П. Основы идентификации систем управления / П. Эйкхофф. – М. : Мир, 1975. – 680 с.
3. Бобух А.А. Компьютерно-интегрированная система автоматизации технологических объектов управления централизованным теплоснабжением: монография / А.А. Бобух, Д.А. Ковалёв. – Х. : ХНУГХ им. А.Н. Бекетова, 2013. – 226 с.

Bibliography (transliterated)

1. Tsyipkin Ya.Z. Informatsionnaya teoriya identifikatsii Ya.Z. Tsyipkin. – M. : Nauka, 1995. – 336 p.
2. Eykhoff P. Osnovyi identifikatsii sistem upravleniya P. Eykhoff. – M. : Mir, 1975. – 680 p.
3. Bobuh A.A. Kompyuterno-integrirovannaya sistema avtomatizatsii tehnologicheskikh ob'ektov upravleniya tsentralizovannyim teplosnabzheniem: monografiya A.A. Bobuh, D.A. Kovalyov. – H. : HNUGH im. A.N. Beketova, 2013. – 226 p.

УДК: 681.511.4

Подустов М.О., Бобух А.О., Ковальов Д.О.

**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ НЕЛІНІЙНИХ ДИНАМІЧНИХ СИСТЕМ**

У статті запропоновано алгоритм вибору структури нелінійної динамічної системи по відношенню до виду шуканої моделі, що дозволяє використати його для вирішення різних завдань, що виникають при створенні комп'ютерно-інтегрованих систем керування технологічними процесами.

Podustov M. A., Bobukh A. A., Kovalyov D. A.

**MODELLING OF PROCESSES OF NONLINEAR DYNAMIC SYSTEMS**

In article the algorithm of a choice of structure of nonlinear dynamic system in relation to a type of required model allowing to use it for the solution of the various tasks arising at creation is offered is computer the integrated control systems of technological processes.

УДК 622.691.4

Братах М.І., Скрильник К.Ю., Бурова М.Я.

### **СИНТЕЗ ЗАДАЧІ ТРАНСПОРТУВАННЯ БАГАТОФАЗОВИХ СЕРЕДОВИЩ ТРУБОПРОВІДНОЮ СИСТЕМОЮ**

Більшість нафтопроводів, продуктопроводів, конденсатопроводів, що прокладено на промислових площах, працюють із неповним завантаженням (неповним заповненням порожнини трубопроводу рідинним продуктом), а отже частина трубопроводу буде заповнена газом.

Такі трубопроводи називають трубопроводами, що транспортують двофазове середовище. За умови потрапляння в порожнину трубопроводу води, окрім газової та рідинної вуглеводневої фази, з'являється третя фаза – водна, внаслідок чого активні корозійні та ерозійні процеси зношення внутрішньої поверхні трубопроводу призводять до появи ще однієї фази – твердих відкладів. Саме тому цей алгоритм спрямований на вирішення проблеми розрахунку параметрів гідравлічного стану трубопроводів, що транспортують багатофазове середовище.

На відміну від газопроводів, які вважаються рівнинними за умови перепаду висот менше за 100 м між двома перевальними точками, для трубопроводів, що транспортують багатофазове середовище вплив рельєфу яскраво простежується навіть при перепаді висот менше за 10 м, при цьому виділяють три типи ділянок трасою трубопроводу:

- висхідні;
- низхідні;
- рівнинні.

Складність розрахунку обумовлюється відносним рухом фаз в газорідинному потоці відповідно до їх густини та в'язкості, тобто – ковзанням цих фаз одна відносно іншої. Вуглеводнева рідина та вода, як більш щільні складові суміші, займатимуть в рельєфному трубопроводі певний об'єм, формуючи залежно від швидкості потоку хвильову, розшаровану, пробкову або кільцеву структуру. Ця структура буде різнитися не лише в залежності від швидкості потоку (яку визначатиме завантаження трубопроводу), але і від типу ділянки, яку проходить газорідинний потік.

Згідно із дослідженнями УкрНДІгазу [1] вміст механічних домішок в газорідинному потоці не перевищує 2,5 %, що підтверджено відбором проб із порожнини діючих шлейфів свердловин та промислових трубопроводів, а отже найбільш щільною складовою суміші буде вода, яка в понижених місцях формуватиме малорухомі рідинні накопичення якогось нормального об'єму, що чинитимуть постійний гідравлічний опір рухові рідинногазової суміші.

Газ, що потрапляє в трубопровід як складова нестабільного продукту (нафто-водо-конденсатної суміші) і виділяється в умовах зниження тиску, займатиме, як більш легка складові суміші, верхню твірну трубопроводу, формуючи в перевальних точках трубопроводу газові мішки різного об'єму, що стискатимуться і розширюватимуться під впливом тиску, супроводжуючи роботу трубопроводу пульсацією тиску, серед яких дослідники виділяють:

- високочастотні мікропульсації;
- низькочастотні макропульсації.

Поява цих пульсацій тісно пов'язана із появою хвиль або пробок в структурі нерозривного газорідного потоку. Залежно від структури течії газорідного потоку ці види пульсацій відповідають даним таблиці, що представлена нижче.

Таблиця

Структурна форма потоку	Число Фруда	Тип пульсації	Характеристика пульсації	Характеристика режиму роботи
Розшарована з гладкою поверхнею розділу фаз	менше 0,01	пульсації відсутні	притаманна для низхідних ділянок трубопроводу, або рівнинних із наднизьким завантаженням із чітким розподілом газової і рідинної фаз	без значних коливань тиску в початковій та кінцевій точках трубопроводу
Розшарована хвильова	від 0,01 до 0,1	низькочастотна макропульсація	притаманна висхідним ділянкам системи, незначна амплітуда коливання тиску із низькою частотою повторення протягом періоду спостереження	незначне коливання тиску в початковій та кінцевій точках трубопроводу
Пробкова	від 0,1 до 40	низькочастотна макропульсація	притаманна перевальним точкам трубопроводів із незначною частотою, але великою амплітудою тиску, відбувається при продавлюванні рідини потоком газу та її залповим викидом під його дією	значні коливання тиску в початковій та кінцевій точках трубопроводів із надходженням різних мас рідини на кінцевий пункт приймання продукту (до насосного обладнання)
Кільцева плівкова	вище 40	високочастотна мікропульсація	низька амплітуда коливань, притаманна для високошвидкісних потоків	коливання тиску в контрольних точках наднизькі і при збільшенні швидкості руху прагнуть до зникнення

В промислових умовах макропульсації притаманні або початковому етапу розробки нафтогазоконденсатонесних площ, або кінцевому етапу, коли не досягається повне завантаження трубопроводу та, відповідно, заплановані швидкості руху [2].

У трубопроводі великої довжини на різних за орієнтацією в просторі ділянках, що його формують, структура руху потоку в певний момент часу є різною і лише на одній із ділянок визначальною для параметрів режиму роботи трубопроводу. Саме на цій ділянці в певний момент часу може відбутись або проходження потужної хвилі або перерозподіл мас рідини під дією газового мішка, що призведе:

– до зміни тиску в початковій і кінцевій точках трубопроводу;

– зміни кількості суміші, що надходить до насосного обладнання в кінцевій точці трубопроводу.

Більшість із досліджень, що стосуються руху газорідного потоку, стосувались здебільше визначення його структури [3], основні форми прояву якої представлено в

таблиці вище. Як нормативні документи, на кшталт ВСН 51-3, із інструкціями з гідравлічного розрахунку промислових трубопроводів для газорідинних сумішей [4, 5, 6], так і останні технічні рішення [7], пропонують визначати градієнт падіння тиску по кожній із досліджуваних ділянок. Як результат, ці документи можливо використати лише для періоду проектування трубопровідної системи і режимів роботи насосів або компресорів або ж для отримання якоїсь величини кінцевого тиску, яка, на думку авторів, є оптимальною для даного гідравлічного стану системи. Представлені рішення в такому вигляді не дають змогу оцінити процеси перерозподілу мас рідини, амплітуду коливання робочого тиску, визначити місця утворення газових шапок і водних пробок в порожнині трубопроводу.

Зважаючи на лінійний розподіл тиску в трубопроводі, амплітуду пульсацій тиску, необхідні для розрахунку значення тиску в початковій та кінцевій точках слід обирати за даними одночасного вимірювання. А основним *завданням цього алгоритму* є визначення амплітуди пульсацій тиску відносно початкового значення та різниці мас рідини, що може надходити на приймання насосів, встановлених в кінцевій точці трубопроводу.

В основу алгоритму покладено розрахунок гідравлічних параметрів трубопроводів, що перекачують газорідинні суміші, представлений в ВСН 51-3, доповнений методиками УкрНДІгазу, що базуються на обробці теорій А.К. Галлямова і А.І. Чарного [8, 9] щодо визначення межі розділу скупчень рідини в понижених ділянках трубопроводу.

Спосіб передбачає реалізацію наступного алгоритму визначення параметрів гідравлічного стану трубопроводів, що транспортують багатофазове середовище.

1. Характеристика по різному орієнтованих ділянок в просторі, що складають еквівалентну трасу трубопроводу, кутів їх нахилу до горизонтальної поверхні і висот перевальних точок і найбільш понижених місць відповідно до повздовжнього плану-профілю рельєфного трубопроводу.

2. Побудова лінії зміни тиску в трубопроводі по перевальним точкам. Для визначення лінійних втрат тиску на низхідних та висхідних ділянках трубопроводу  $\frac{\Delta P}{\Delta L}$ , кожен із значень тиску проектується на перевальну точку на плані-профілі траси, із одночасним фіксуванням довжин дзеркала найщільнішої складової багатофазової суміші  $S$  в найбільш понижених місцях трубопроводу.

3. Обрання для кожної конкретної ділянки трубопроводу, відповідно до її орієнтації в просторі, за відомими формулами, структури (типу) руху рідинногазового потоку, фактичних коефіцієнтів гідравлічного опору і розрахункових втрат тиску.

4. Усереднення фактичного коефіцієнту гідроопору по довжині досліджуваних ділянок із певною орієнтацією в просторі:

$$\lambda_c^\phi = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_{ci}^\phi \cdot l_i}{l_{екв}}, \quad (1)$$

де  $n$  – кількість досліджуваних ділянок незалежно від їх орієнтації в просторі;  $\lambda_{ci}^\phi$  – фактичний коефіцієнт гідроопору кожної з ділянок;  $l_i$  – фактична довжина кожної з ділянок, м;  $l_{екв}$  – загальна довжина трубопроводу, м.

5. Розрахунок втрат тиску для дійсного гідравлічного стану трубопроводу:

$$\Delta P_{зідр} = 1,05 \cdot \lambda_c^{\phi} \frac{l_{екв}}{D} \cdot \frac{w_c^2 \cdot \rho_c}{2}, \quad (2)$$

де 1,05 – коефіцієнт збільшення фактичного гідроопору за рахунок місцевих опорів;  
 $D$  – діаметр ділянки трубопроводу, м;  $w_c = \frac{4Q_c}{\pi D^2}$  – швидкість рідинногазової суміші, м/с;  $\rho_c$  – густина багатофазової суміші, кг/м<sup>3</sup>;

6. Усереднення значення початкового тиску за часом проведення досліджень:

$$P_{поч}^{сер} = \frac{\sum_{i=1}^m P_{поч}^i}{m}, \quad (3)$$

де  $m$  – кількість замірів тиску протягом часу проведення досліджень.

7. Оцінка фактичної амплітуди тиску на початку ділянки та частоти коливань робочого тиску, як проміжку часу між двома піковими протилежними значеннями робочого тиску відносно усередненої величини:

$$\Delta P_{пульс} = \left| P_{поч}^i - P_{поч}^{сер} \right|, \quad (4)$$

де  $P_{поч}^i$  – фактичні величини тиску протягом часу проведення досліджень, Па.

8. Розраховують функцію критичного кута для маси рідини, що знаходиться у стані спокою і приводиться у збудження при зміні тиску, викликаній пульсацією газової шапки:

$$\Phi_1(\phi_{кр}) = \frac{4\pi^2 \beta_k w_c^2 (P + \Delta P_{пульс})}{zRTDg \cos \alpha \left( \rho_g - \frac{P + \Delta P_{пульс}}{zRT} \right)}, \quad (5)$$

де  $\beta_k = 1,045-1,1$  – коефіцієнт Коріоліса (поправочний коефіцієнт на нерівномірність розподілення швидкостей);  $P$  – тиск суміші на ділянці трубопроводу, Па;  $R$  – питома газова стала, Дж/кг·К;  $T$  – температура суміші на ділянці трубопроводу, К;  $\alpha$  – середньозважений кут нахилу висхідних ділянок трубопроводу до горизонтальної поверхні, рад;  $\rho_g$  – густина води, як найбільш щільної складової суміші, кг/м<sup>3</sup>.

Рух локалізованої в нижніх точках трубопроводу води за рахунок зміни тиску відбуватиметься при досягненні критичного значення половини центрального кута до дзеркала рідини. Рух відбуватиметься лише висхідною ділянкою трубопроводу.

9. За технічною характеристикою трубопроводу відповідно до поздовжнього плану-профілю траси визначають зміну об'єму газової шапки та відповідну йому зміну довжини дзеркал рідини  $s$ , що рухатимуться у вигляді пробки при стисканні газової шапки.

$$s_{\text{пульс}}^i = \frac{s_i \cdot P_{\text{поч}}^i}{P_{\text{поч}}^i + \Delta P_{\text{поч}}^i} \quad (6)$$

10. Розраховуємо об'єми суміші, що займатиме вивільнений додатковий об'єм трубопроводу на приймання насосів

$$\Delta V^i = \frac{D^2}{4} (2\phi_{\text{кр}} - \sin 2\phi_{\text{кр}}) s_{\text{пульс}}^i; \quad (7)$$

$$\Delta m_i = \Delta V^i \cdot \rho_c. \quad (8)$$

11. Розрахунок допустимої величини амплітуди пульсацій тиску, що відповідає циклу стиснення-розширення газового мішка без перерозподілу мас рідини:

$$\frac{[\Delta P_{\text{пульс}}]}{g \cdot \rho_c \cdot D} = 40 \cdot \beta (1 - \beta) Fr_c \cdot e^{-f}, \quad (9)$$

де

$$f = [0,067(1 - \beta) Fr_c]^3, \quad (10)$$

$\Delta P_{\text{пульс}}$  – амплітуда пульсацій тиску, Па;

$$\beta = \frac{1}{1 + \frac{b_c}{\Gamma_\phi - \Gamma_p} \cdot \frac{P_{\text{сер}} \cdot T_0}{(1 - W_c) T_{\text{сер}} \cdot P_0 \cdot z}}, \quad (11)$$

де  $b_c$  – коефіцієнт об'ємного розширення (усадки) суміші при збільшенні (зниженні) тиску в трубопроводі;  $\Gamma_\phi$  і  $\Gamma_p$  – газовий фактор фактичний і розчинний;  $W_c$  – обводненість суміші, доли одиниці;  $P_{\text{сер}}$  і  $P_0$  – середній тиск в трубопроводі та атмосферний, Па;  $T_{\text{сер}}$  і  $T_0$  – середня температура суміші в трубопроводі та при нормальних умовах, К;  $z$  – коефіцієнт стисливості газу.

12. Перевірка умови критичного зменшення газового мішка, що відповідає процесу перерозподілу мас рідини і звільнення додаткового об'єму в трубопроводі, що займається рідиною:

$$P_{\text{пульс}}^i > [\Delta P_{\text{пульс}}]. \quad (12)$$

13. У разі виконання умови об'єм рідини і відповідна зміна маси суміші на кінцевій ділянці трубопроводу відповідають залповому викиду:

$$\pm \frac{V_{\text{кр}}}{\tau} = \frac{D^2}{4} (2\phi_{\text{кр}} - \sin 2\phi_{\text{кр}}) s; \quad (13)$$

$$\pm \Delta m_{кр} = \frac{V_{кр}}{\tau} \rho_c, \quad (14)$$

де  $\tau$  – частота пульсацій, різниця між максимальним і мінімальним значенням робочого тиску відносно усередненого значення.

Перерозподіл мас рідини цього критичного об'єму називається залповим викидом рідини з пониженого місця (коліна трубопроводу) і носить періодичний, неусталений характер та залежить від пульсації робочого тиску, викликаній стискуванням – розширенням газової шапки в перевальних точках. Неусталеність або нестаціонарність процесу транспортування багатофазової суміші через порожнину трубопроводу розуміє під собою зміну основних параметрів гідравлічного стану як по довжині, так і в часі. Тому маса суміші, яка за час  $t$  буде надходити від початкової точки трубопроводу до його кінцевої точки при виконанні умов пульсації тиску та залпових викидів рідини відрізнятиметься на якусь величину  $\pm \Delta m_{кр}$ .

Технічним результатом застосування запропонованого технічного рішення є визначення потенційно-небезпечних ділянок трубопроводів, що транспортують багатофазове середовище, і експлуатація яких супроводжується аварійними надходженнями великих мас рідини, різкою зміною робочого тиску, що може призводити до аварійної зупинки обладнання, припинення процесу видобування вуглеводнів і забруднення навколишнього середовища. Крім того реалізація розробленого алгоритму в програмному забезпеченні дає змогу зменшити часові ресурси на попередження та локалізації аварійних ситуацій, вчасно приймати рішення щодо запровадження комплексу заходів щодо підвищення ефективності роботи ділянок трубопроводів, розробити плани графіки відвантаження вуглеводненої сировини на об'єктах видобування нафтогазопромислової продукції.

Спосіб визначення параметрів гідравлічного стану трубопроводів, що транспортують багатофазове середовище може бути використаний у нафтогазовидобувній та нафтохімічній областях в процесі їх проектування та експлуатації для оцінки параметрів квазістаціонарного режиму експлуатації, попередження виникнення аварійних ситуацій, створення відомчих нормативних документів, реалізації розроблених алгоритмів в програмному забезпеченні.

### Література

1. Братах М.І. Спосіб визначення об'єму забруднень в порожнині газопроводів, що транспортують газ власного видобутку // Проблеми нафтогазової промисловості: Зб. наук. праць, вип. 5. – Київ, «ДП Науканафто-газ», – 2007. – С. 628–634.
2. Лутошкин Г.С. Сбор и подготовка нефти, газа и воды / Г.С. Лутошкин // Нефть. – Москва, 1977. – 192 с.
3. Клапчук О.В., Славинский В.П. Экспериментальные исследования структуры турбулентного потока в гладких и шероховатых трубах // «Разработка месторождений, промышленная и заводская обработка газа, транспорт газа», вып. 1 «ч. 2». – Москва, 1974. – С. 48–61.
4. Инструкция по гидравлическому расчету промышленных трубопроводов для газожидкостных смесей. Москва: ВНИИГАЗ, 1980. – 22 с.
5. ВСН 51-3-85 Ведомственные строительные нормы. Проектирование промышленных стальных трубопроводов. – Мингазпром, 1985. – 40 с.

6. Калашников О.В. Расчетные и действительные перепады давления при двухфазном транспорте нефти и газа / О.В. Калашников // Экотехнологии и ресурсосбережение: Научно-технический журнал, вып. 1, НАН Украины. – Киев, 2001. – С. 9–13.

7. Пат. UA 36414 U, МПК(2006) F17D Спосіб визначення гідравлічного стану газопроводів, які транспортують газорідинні суміші/ Дячук В.В., Капцов І.І., Стецюк С.М., Сушко Г.М., Світлицький С.М., опубл. 27.10.2008, Бюл. № 20.

8. Чарный И.А. Влияние рельефа местности и неподвижных включений жидкости или газа на пропускную способность трубопроводов. – Нефтяное хозяйство № 6, 1965. – С. 51–55.

9. Галлямов А.К. Вытеснение высоковязких нефтей и нефтепродуктов в трубопроводах / А.К. Галлямов // Гидродинамика и фильтрация однофазных и многофазных потоков: Труды МИНХиГП, вып. 101, «Недра».– Москва, 1972. – С. 102–106.

#### Bibliography (transliterated)

1. Bratah M.I. Sposib viznachennya ob'emu zabrudnen v porozhnini gazoprovodiv, scho transportuyut gaz vlasnogo vidobutku Problemi naftogazovoyi promislivosti: Zb. nauk. prats, vip. 5. – Kiyiv, «DP Naukanafto-gaz», – 2007.– p. 628–634.

2. Lutoshkin G.S. Sbor i podgotovka nefiti, gaza i vodyi G.S. Lutoshkin Nedra. – Moskva, 1977.– 192 p.

3. Klapchuk O.V., Slavinskiy V.P. Eksperimentalnyie issledovaniya strukturyi turbulentnogo potoka v gladkih i sherohovatyih trubah «Razrabotka mestorozhdeniy, promyislovaya i zavodskaya obrabotka gaza, transport gaza», vyip. 1 «ch. 2». – Moskva, 1974. – p. 48–61.

4. Instruksiya po gidravlicheskomu raschetu promyislovyih truboprovodov dlya gazozhidkostnyih smesey. Moskva: VNIGAZ, 1980. – 22 p.

5. VSN 51-3-85 Vedomstvennyie stroitelnyie normyi. Proektirovanie promyislovyih stalnyih truboprovodov. – Mingazprom, 1985. – 40 p.

6. Kalashnikov O.V. Raschetnyie i deystvitelnyie perepadyi davleniya pri dvuhfaznom transporte nefiti i gaza O.V. Kalashnikov Ekotehnologii i resursosberezhenie: Nauchno-tehnicheskii zhurnal, vyip. 1, NAN Ukrainyi. – Kiev, 2001. – p. 9–13.

7. Pat. UA 36414 U, МПК(2006) F17D Спосіб визначення гідравлічного стану газопроводів, які транспортують газорідинні суміші Dyachuk V.V., Kaptsov I.I., Stetsyuk S.M., Sushko G.M., Svitlitskiy S.M., opubl. 27.10.2008, Byul. # 20.

8. Charniy I.A. Vliyanie relefa mestnosti i nepodvizhnyih vkluycheniy zhidkosti ili gaza na propusknyu sposobnost truboprovodov. – Neftyanoe hozyaystvo # 6, 1965. – p. 51–55.

9. Gallyamov A.K. Vyitesnenie vyisokovyazkih neftey i nefteproduktov v truboprovodah A.K. Gallyamov Hidrodinamika i filtratsiya odnofaznyih i mnogofaznyih potokov: Trudyi MINHiGP, vyip. 101, «Nedra».– Moskva, 1972. – p. 102–106.

УДК 622.691.4

Братах М.И., Скрыльник К.Ю., Бурова М.Я.

### **СИНТЕЗ ЗАДАЧИ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ МНОГОФАЗОВЫХ СРЕД ТРУБОПРОВОДНОЙ СИСТЕМОЙ**

На основе систематизации литературных источников, нормативной документации и патентного поиска представлен алгоритм расчета параметров гидравлического состояния трубопроводов, транспортирующих многофазовые потоки, в состав которых могут входить нефть, конденсат, вода, механические примеси и газ. Представленный алгоритм дает возможность оценить перепады давления на участках трубопроводов и изменения массы жидкости в трубе соответственно циклу «сжатия–расширения» газовых шапок в перевальных точках системы.

Bratakh M.I., Skrylnyk K.Y., Burova M.Y.

### **SYNTHESIS OF MULTIPHASE FLOWS PIPELINE SYSTEM TRANSPORTATION PROBLEM**

Based on systematic literature, regulatory documentation and patent search algorithm is presented for calculating the parameters of hydraulic condition of pipelines transporting multi-phase flows, which may contain oil, condensate, water, gas and mechanical impurities. The algorithm makes it possible to evaluate the pressure drop in the pipeline sections and the change in mass of the fluid in the pipe, respectively, the cycle of "compression–expansion" gas caps in the crossover points of the system.

УДК 536.248.2

Пономаренко А.В., Ведь В.Е.

**ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОЙ КОНЦЕНТРАЦИИ КАТАЛИЗАТОРА  
НА ИНТЕНСИФИКАЦИЮ ПРОЦЕССА МАССООТДАЧИ  
В РЕАКЦИИ ТЕРМОКАТАЛИТИЧЕСКОЙ ДЕСТРУКЦИИ БЕНЗОЛА**

Современный подход к разработке инженерного оформления гетерогенно-каталитических процессов основывается на разработке кинетической модели реакции и включает в себя определение влияния гидродинамических условий на проведение реакции. Аналитическое описание переноса вещества в объеме реакторного пространства позволяет решить задачу интенсификации процесса массообмена.

Общая теория массопереноса [2] не позволяет получить строгие количественные результаты по отношению к различным стадиям данного процесса. Это определяет необходимость детализации описания и разработки моделей каждой стадии массообменного процесса.

В данной работе рассмотрено влияние поверхностной концентрации каталитически активных центров на носителе на процесс массоотдачи в реакции термокаталитической деструкции бензола.

В диффузионном потоке в системе «газ–твердое» наблюдаемая скорость реакции определяется скоростью переноса реагирующих веществ к поверхности катализатора [1–4]:

$$-\frac{dM}{dt \cdot S_{y\partial}} = \beta \cdot (C - C_s), \quad (1)$$

где  $dM$  – количество вещества, перешедшего из газового потока и адсорбированного твердой поверхностью, мг;  $dt$  – время, с;  $S_{y\partial}$  – удельная поверхность раздела фаз, равная отношению участвующей в реакции поверхности на единицу объема, занимаемого данной поверхностью,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ ;  $\beta$  – коэффициент массоотдачи, м/с;  $C$  – концентрация вещества в газовом потоке,  $\text{мг}/\text{м}^3$ ;  $C_s$  – концентрация вещества на поверхности,  $\text{мг}/\text{м}^3$ .

Поскольку каталитическая реакция, протекающая на активных центрах носителя, протекает мгновенно, то величину  $C_s$  можно принять равной нулю.

Приведя уравнение (1) к линейному виду, можно получить выражение для определения величины коэффициента массоотдачи:

$$\beta = \frac{V_p}{t_k \cdot S} \cdot \ln \left( \frac{C_0}{C_k} \right), \quad (2)$$

где  $V_p$  – объем реактора с навеской катализатора,  $\text{м}^3$ ;  $S$  – площадь катализатора,  $\text{м}^2$ ;  $t_k$  – время контакта газового потока с катализатором, с;  $C_0$  и  $C_k$  – концентрации вещества в газовом потоке до начала реакции и на выходе из реактора ( $\text{мг}/\text{м}^3$ ), соответственно.

Анализ выражения (2) показывает, что коэффициент массотдачи непосредственно не зависит от концентрации катализатора на поверхности носителя. Однако в действительности количество активных центров на поверхности носителя определяет концентрацию вещества на выходе из реактора –  $C_k$ , входящую в уравнение (2).

Исходя из этого, нами предложен термин «поверхностных концентраций», определяющий отношение массового количества активных центров к единице поверхности носителя.

В качестве непористого носителя катализатора был выбран плавленный корунд –  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  фракции 3–4 мм. Изучение формы зерен корунда под микроскопом дало основание рассматривать их как сферы. В таком случае совокупная поверхность корунда ( $m$ ), используемого в качестве носителя активных центров катализатора, выбранной фракции определяется выражением [4]:

$$S = n \cdot \pi \cdot d^2,$$

где  $n$  – количество зерен в навеске корунда, которая занимает объем реактора равный  $10 \text{ см}^3$ ;  $d$  – средний диаметр зерна корунда (м) выбранной фракции, рассчитываемый по уравнению:

$$d = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V_0}{\pi}},$$

где  $V_0$  – средний объем зерна корунда ( $\text{м}^3$ ) выбранной фракции, который находился из выражения:

$$V_0 = \frac{M_k}{n \cdot \rho},$$

где  $M_k$  – масса навески корунда, которая занимает объем реактора, равный  $10 \text{ см}^3$  (г);  $\rho$  – плотность корунда ( $\text{г}/\text{см}^3$ ).

В результате таких расчетов площадь поверхности навески корунда, занимающая  $10 \text{ см}^3$  объема реактора, составила  $96,236 \text{ см}^2$ .

Эксперименты были проведены на катализаторах, приготовленных по технологии пропитки носителя раствором нитрата кобальта с последующей сушкой и прокаливанием в муфельной печи при температуре  $650 \text{ }^\circ\text{C}$ . Рентгеноструктурным анализом было определено, что в результате термообработки на поверхности корунда сформировались активные центры, представляющие собой оксид кобальта  $\text{Co}_3\text{O}_4$ .

Каталитическая активность полученных экспериментальных образцов с различными значениями поверхностной концентрации  $\text{Co}_3\text{O}_4$  определялась в процессе термической деструкции паров бензола при постоянных гидродинамических условиях.

Эксперименты проводились в реакторе вытеснения – в кварцевой трубке внутренним диаметром  $0,01 \text{ м}$ . Навеска носителя с катализатором занимала длину трубки равную  $0,1 \text{ м}$ . Объем реакционного пространства составлял  $7,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ . В

реактор подавалась газова смесь, состоящая из бензола (объёмная скорость подачи  $2,2 \cdot 10^{-6}$  м/с) и воздуха (объёмная скорость подачи  $10,8 \cdot 10^{-5}$  м/с).

Время контакта газового потока, содержащего бензол, с катализатором (с) определялось из выражения:

$$t_k = \frac{V_p - V_k}{(Q_a + Q_b) \cdot \frac{T}{293}},$$

где  $V_p$  – объем реактора с навеской катализатора, м<sup>3</sup>;  $V_k$  – общий объем зёрен корунда, м<sup>3</sup>;  $Q_a$  – объёмная скорость подачи воздуха в реактор, м<sup>3</sup>/с;  $Q_b$  – объёмная скорость подачи бензола в реактор, м<sup>3</sup>/с;  $T$  – температура, наблюдаемая в зоне реакции, К.

Концентрацию бензола в газовом потоке до начала реакции каталитического окисления рассчитывали по формуле:

$$C_0 = \frac{M_0 - M_k}{(Q_a + Q_b) \cdot t}, \quad (3)$$

где  $M_0$  – масса бензола перед началом проведения эксперимента, г;  $M_k$  – масса бензола после проведения эксперимента, г;  $t$  – время проведения эксперимента, с.

Концентрацию бензола на выходе из реактора определяли на основе уравнения:

$$C_k = C_0 \cdot \left(1 - \frac{x}{100}\right), \quad (4)$$

где  $x$  – степень каталитической конверсии бензола, %.

Значения концентраций бензола на входе (3) и на выходе (4) из реактора сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Значения концентраций бензола на входе и на выходе из реактора, полученные при проведении экспериментов термокаталитической деструкции бензола

Поверхностная концентрация $\text{Co}_3\text{O}_4$ на корунде (мг/см <sup>2</sup> )	Концентрация бензола в газовой смеси в начале реакции, г/м <sup>3</sup>	Степень каталитической конверсии бензола (%) при температурах:			Концентрация бензола в газовой смеси (г/м <sup>3</sup> ) на выходе из реактора при температурах:		
		450°C	475°C	500°C	450°C	475°C	500°C
1	7,21	9,93	11,29	13,7	6,494	6,396	6,222
3	7,025	9,93	16,55	19	6,327	5,862	5,69
5	6,615	21,09	27,24	35,15	5,22	4,813	4,29
7	6,334	27,54	30,29	43	4,59	4,415	3,61
10	7,375	43,36	55,18	55	4,177	3,305	3,319
20	7,922	52,84	61,65	62	3,736	3,038	3,01
30	8,168	64	64	64	2,94	2,94	2,94

Исходя из полученных экспериментальных данных, по уравнению (2) были рассчитаны значения коэффициентов массоотдачи. Зависимости коэффициента массоотдачи от различных значений поверхностной концентрации  $\text{Co}_3\text{O}_4$  на корунде представлены на рис. 1.

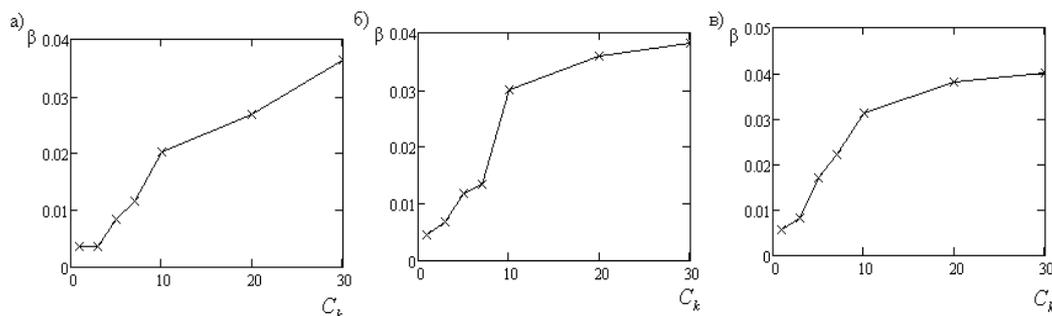


Рисунок 1 – Зависимости коэффициента массоотдачи  $\beta$  (м/с) от величины поверхностной концентрации оксида кобальта  $C_k$ , (мг/см<sup>2</sup>) на корунде для температур проведения эксперимента: а) 450 °С; б) 475 °С; в) 500 °С

Механизм осаждения бензола на поверхности каталитически активных центров носителя можно рассматривать как адсорбционный процесс [2, 6, 7], поэтому аналитическое описание влияния поверхностной концентрации каталитически активных элементов на коэффициент массоотдачи можно получить исходя из моделей адсорбции Ленгмюра и Фрейндлиха.

Для получения аналитического описания по модели Ленгмюра было принято два граничных условия процесса. Первое – малые концентрации нанесённого каталитически активного элемента на носитель. При последовательном нанесении на поверхность носителя одинаковых количеств каталитически активных центров эффективность катализатора увеличится линейно. Линейность процесса предполагает отсутствие взаимодействия между адсорбированными активными центрами. Указанная линейная зависимость также предполагает аналогичную зависимость и для коэффициента массоотдачи от количества активных центров на поверхности носителя:

$$\beta_{L1} = A \cdot C_k$$

где  $\beta_{L1}$  – коэффициент массоотдачи при первом граничном условии;  $A$  – коэффициент,  $C_k$  – концентрация каталитически активного элемента.

Второе граничное условие определяет монослойное и равномерное распределение каталитически активных центров по поверхности носителя до полного ее заполнения так, что последующее нанесение каталитически активных центров на поверхность не приводит к росту каталитической активности. В этом случае количество активных центров, участвующих в актах химических превращений, остается постоянным, что предопределяет достижение коэффициентом массоотдачи своего максимального значения:

$$\beta_{L2} = \beta_{L\infty},$$

где  $\beta_{L2}$  – коэффициент массоотдачи при втором граничном условии;  $\beta_{L\infty}$  – максимальное значение коэффициента массоотдачи.

Исходя из вышесказанного, обобщённая зависимость коэффициента массоотдачи по теории Ленгмюра  $\beta_L$  от поверхностной концентрации каталитически активного элемента –  $C_k$  будет иметь вид:

$$\frac{1}{\beta_L} = \frac{1}{\beta_{L\infty}} + \frac{1}{A \cdot C_k},$$

откуда величину  $\beta_L$  можно выразить как:

$$\beta_L = \frac{\beta_{L\infty} \cdot A \cdot C_k}{\beta_{L\infty} + A \cdot C_k}, \quad (5)$$

Основываясь на модели адсорбции Френдлиха зависимость коэффициента массоотдачи от поверхностной концентрации каталитически активного элемента можно представить выражением:

$$\beta_F = k \cdot C_k^{1/n}, \quad (6)$$

где  $k$  и  $1/n$  – коэффициенты уравнения Фрейндлиха, которые рассчитывались исходя из экспериментальных изотерм адсорбции. Их значения для температуры проведения эксперимента 450°C составили:  $k=2,8 \cdot 10^{-3}$ ,  $1/n=0,756$ ; для температуры 475 °C:  $k=4,13 \cdot 10^{-3}$ ,  $1/n=0,708$ ; для температуры 500 °C:  $k=5,85 \cdot 10^{-3}$ ,  $1/n=0,635$ .

На рис. 2 представлено сравнение расчетных значений коэффициентов массоотдачи по уравнениям адсорбции (5) и (6) с экспериментальными значениями  $\beta$ , полученными по выражению (2). Как видно на рис. 3(а), для описания зависимости процесса массоотдачи от поверхностной концентрации оксида кобальта на корунде в реакции термокаталитической конверсии бензола наиболее эффективно использование модели Фрейндлиха.

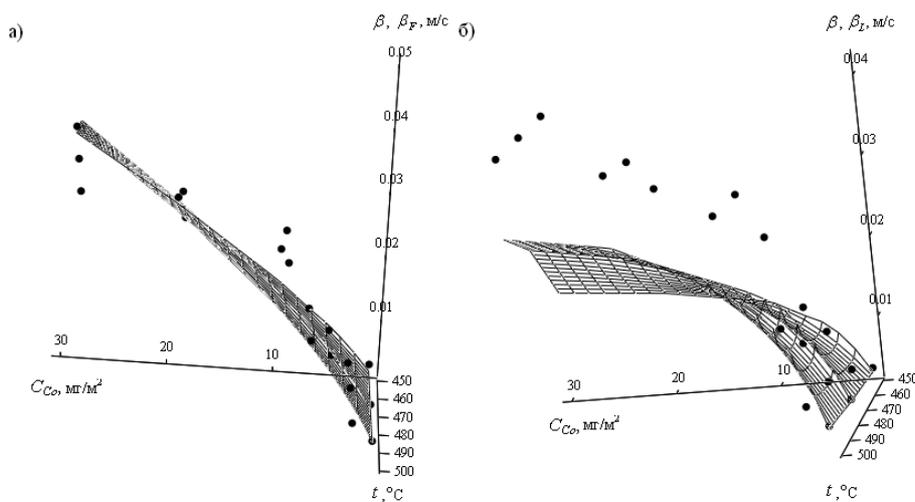


Рисунок 2 – Сравнение значений  $\beta$ , полученных по экспериментальным данным (точки) со значениями  $\beta_F$  и  $\beta_L$ , полученными при использовании уравнения Френдлиха (а) и уравнения Ленгмюра (б)

Полученные результаты исследований свидетельствуют о достаточном соответствии расчётных и экспериментальных данных по уравнению (6) (рис. 2а), что дает основание сделать заключение о возможности использования приведенной методики в инженерном оформлении гетерогенно-каталитических реакций для решения вопросов интенсификации процесса массообмена.

#### Литература

1. Франк-Каменецкий Д.А. Диффузия и теплопередача в химической кинетике. – М.: Наука, 1987. – с. 21.
2. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. – М.: ГХИ, 1961. – с. 448.
3. Товажнянский Л.Л., Готлинская А.П., Лещенко В.А. и др. Процессы и аппараты химической технологии. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – с. 270.
4. Лабораторный практикум по курсу «Основные процессы и аппараты химической технологии» // Товажнянский Л.Л., Лещенко А.П. и др. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – с. 278–289.
5. Махлин В.А. Разработка и анализ гетерогенно-каталитических процессов и реакторов. // Теоретические основы химической технологии. – 2009. – Т. 43. – № 3. – с. 261–275.
6. Стромберг А.Г., Семченко Д.П. Физическая химия. – М.: Высшая школа, 2001. – с. 459.
7. Яблонский Г.С., Быков В.И. Кинетические модели каталитических реакций. – Новосибирск: «Наука», 1983. – с. 26.

#### Bibliography (transliterated)

1. Frank-Kamenetskiy D.A. Diffuziya i teploperedacha v himicheskoy kinetike. – М.: Nauka, 1987. – p. 21.
2. Kasatkin A.G. Osnovnyie protsessyi i apparaty himicheskoy tehnologii. – М.: GHI, 1961. – p. 448.
3. Tovazhnyanskiy L.L., Gotlinskaya A.P., Leschenko V.A. i dr. Protsessyi i apparaty himicheskoy tehnologii. – Harkov: NTU «HPI», 2005. – p. 270.
4. Laboratornyiy praktikum po kursu «Osnovnyie protsessyi i apparaty himicheskoy tehnologii». Tovazhnyanskiy L.L., Leschenko A.P. i dr. – Harkov: NTU «HPI», 2008. – p. 278–289.
5. Mahlin V.A. Razrabotka i analiz geterogenno-kataliticheskikh protsessov i reaktorov. Teoreticheskie osnovyi himicheskoy tehnologii. – 2009. – Т. 43. – # 3. – p. 261–275.
6. Stromberg A.G., Semchenko D.P. Fizicheskaya himiya. – М.: Vysshaya shkola, 2001. – p. 459.
7. Yablonskiy G.S., Byikov V.I. Kineticheskie modeli kataliticheskikh reaktsiy. – Novosibirsk: «Nauka», 1983. – p. 26.

УДК 536.248.2

Пономаренко А.В., Ведь В.Є.

**ВПЛИВ ПОВЕРХНЕВОЇ КОНЦЕНТРАЦІЇ КАТАЛІЗАТОРА  
НА ІНТЕНСИФІКАЦІЮ ПРОЦЕСУ МАССОВІДДАЧИ У РЕАКЦІЇ  
ТЕРМОКАТАЛІТИЧНОЇ ДЕКТРУКЦІЇ БЕНЗОЛУ**

Запропонована методика визначення впливу величини поверхневої концентрації каталізатору на ступінь термокаталітичної конверсії бензолу, яка містить у собі використання рівняння адсорбції Френдліха. Проведений позитивний аналіз ефективності цієї методики шляхом порівняння розрахункових значень з експериментальними даними.

Ponomarenko A.V., Ved` V.E.

**SURFACE CATALYST CONCENTRATION INFLUENCE ON MASSOUTPUT  
INTENSIFICATION PROCESS IN REACTION OF A  
BENZENETHERMOCATALYTIC DESTRUCTION**

The identification methodology of influence of size of surface catalyst concentration on extent of benzene thermocatalytic conversion is introduced which includes use of the Frenlikh adsorption equation. The positive analysis of this methodology efficiency via comparison of settlement values with experimental data is conducted.

УДК 621.05

Атаманов Ю.Л., Крутиков Г.А., Стрижак М.Г.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ УДАРНЫХ ПНЕВМОАГРЕГАТОВ ЗА СЧЁТ РАЦИОНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ КОНТУРОМ ПИТАНИЯ

**Введение.** Ударные пневматические приводы нашли применение в отбойных молотках, кузнечных пневмомолотах, прошивочных машинах, машинах клеймения, штамповки, развальцовки и т.д. Обычные пневматические приводы одностороннего и двухстороннего действия не могут развить достаточно больших скоростей при реализации малых ходов рабочего органа из-за специфики их работы [3, 7]. Поэтому ударные пневмоагрегаты выделены в отдельный класс пневмоприводов [4]. Наиболее мощными ударными пневмоприводами являются приводы кузнечных молотов (кинетическая энергия удара 800–2000 Дж). Наименее мощными – ручные отбойные молотки (кинетическая энергия удара 30–80 Дж) [7]. Промежуточную нишу между ними занимают ударные пневмоагрегаты с энергией удара 200–1000 Дж. Причём, в последнем случае наиболее удачной следует признать конструкцию пневмоагрегата со встроенным резервуаром (рис. 1).

**Постановка задачи.** При использовании пневмоагрегатов (ПА) со встроенным резервуаром необходимо добиваться не только нужной энергии удара. Не менее важным является реализация режима, исключающего повторные удары по заготовке и обеспечивающего как можно более плавную (безударную) посадку поршня-клапана в седло при обратном ходе поршня, а также минимальные затраты сжатого воздуха при срабатывании агрегата. Последнее особенно важно, учитывая достаточно большие рабочие объёмы ударных цилиндров со встроенным резервуаром, а также то обстоятельство, что сжатый воздух является одним из наиболее дорогих энергоносителей [10]. Последние две задачи никогда не ставились при проектировании ударных ПА со встроенным резервуаром.

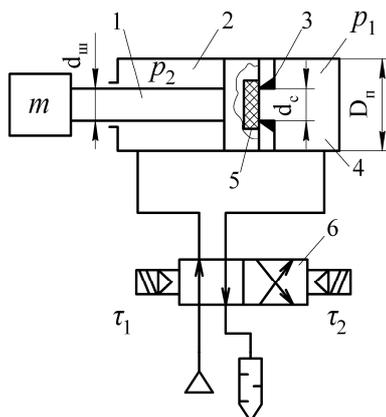


Рисунок 1 – Ударный пневмоцилиндр со встроенным резервуаром (схема № 1)

**Основные результаты.** Пневмоцилиндр (ПЦ) ударного ПА состоит из двух полостей: поршневой 2, внутри которой находится поршень с односторонним штоком 1, и накопительной 4 (рис. 1). Торец поршня снабжен уплотнительной шайбой 5, а сам поршень выполняет роль клапана. На разделительной перегородке между полостями имеется сопло с выступающим кольцевым буртиком 3, который выполняет роль седла клапана. В исходном состоянии левая поршневая полость соединена с магистралью питания, а накопительная – с атмосферой ( $\tau_1 = 1$ ;  $\tau_2 = 0$ ). При переключении распределителя ( $\tau_1 = 0$ ;  $\tau_2 = 1$ ) сжатый воздух

поступает в накопительную ёмкость, а из поршневой удаляется в атмосферу пока не реализуется неравенство  $p_1 \cdot \pi d_c^2 / 4 \geq p_2 \cdot \pi (D_n^2 - d_{ш}^2) / 4$  и не произойдёт разгерметизация клапана. Так как в этот момент  $p_1 \ll p_2$  и давление  $p_1$  начнёт действовать на пло-

щадь поршня  $\pi D_n^2/4$ , на последнем скачкообразно создастся большая разность сил, что приведёт к разгону поршня с большим ускорением.

Однако, несмотря на кажущуюся простоту конструкции и безупречную идею, заложенную в ней, с точки зрения динамики объект представляется весьма сложным, а результаты его использования на практике оказываются не так однозначны.

На самом деле, быстрый разгон поршня в течении короткого промежутка времени влечёт за собой быстрое падение давления в рабочей полости и такой же быстрый рост противодавления в выхлопной полости, что приводит к автоторможению и пневмоотскоку поршня. В результате возникает весьма развитый колебательный процесс в системе [1]. Поэтому целесообразно исследование этих процессов на основе достаточно корректной нелинейной математической модели.

В основе математической модели ударного ПА (1) лежат термодинамические зависимости тела переменной массы [3]. Уравнения энергетического (теплого) баланса записываются в виде зависимости скорости изменения давления от параметров ПА во всех трёх полостях ударного цилиндра (рис. 1).

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k}{W_{01}} \left[ \sqrt{kR} s_1 z_1 \varphi(I_1) - f_c \sqrt{kRT_1} p_1 \varphi(I_2) \right]; \\ \frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{\sqrt{kR}}{W_{01}} \left[ s_a z_1 \varphi(I_1) + f_c T_1 \sqrt{T_1} \varphi(I_2) \right]; \\ \frac{dp_{11}}{dt} = \frac{k}{W_{02} + xF_1} \left[ \sqrt{kR} s_2 z_2 \varphi(I_2) - p_2 F_1 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dT_{11}}{dt} = \frac{T_{11}}{p_{11}} \frac{dp_2}{dt} + \frac{T_{11} F_1}{W_{02} + F_1 x} \frac{dx}{dt} + s_b f_c \frac{\sqrt{kR} \varphi(I_2)}{F_1 x + W_{02}}; \\ \frac{dp_2}{dt} = - \frac{k}{L + x_{02} - x} \left[ \frac{\sqrt{kR} s_3}{F_2} z_2 \varphi(I_3) - p_2 \frac{dx}{dt} \right]; \\ \frac{dT_2}{dt} = - \frac{T_2}{L + x_{02} - x} \frac{dx}{dt} + \frac{T_2}{p_3} \frac{dp_3}{dt} + \frac{s_c z_2 \sqrt{kR} \varphi(I_3)}{F_2 (L + x_{02} - x)}; \\ \frac{dx}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (p_{11} F_1 - p_2 F_2 - P_{mp}); \\ \frac{dM}{dt} = \begin{cases} \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_M)} \varphi(I_1) + \tau_2 \cdot z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_M)} \varphi(I_2); & \text{(сх. № 1)} \\ \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_M)} \varphi(I_1) + (1 - \tau) \cdot z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_M)} \varphi(I_3); & \text{(сх. № 2)} \\ \tau \cdot z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_M)} \varphi(I_1) + (1 - \tau) \left[ z_1 \cdot y_1 \cdot \sqrt{k/(RT_M)} \frac{1 + \text{sign}(y_1 - p_1)}{2} \varphi(I_1) + \right. \\ \left. + z_2 \cdot y_2 \cdot \sqrt{k/(RT_M)} \varphi(I_3) \right], & \text{(сх. № 3),} \end{cases} \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $\varphi(I) = \frac{1 + \text{sign}(I - 0,528)}{2} \sqrt{\frac{2}{k-1}} (I^{1,43} - I^{1,71}) + 0,579 \frac{1 + \text{sign}(0,528 - I)}{2}$  – расходная функция, записанная с учётом возможности перехода от докритического к надкритическому режимам течения и наоборот;

$f_c = \pi d_c x \left[ 1 + \text{sign} \left( \frac{d_c}{4} - x \right) \right] / 2 + \frac{\pi d_c^2}{4} \left[ 1 + \text{sign} \left( x - \frac{d_c}{4} \right) \right] / 2$  – площадь сопла;  $p_1, T_1, p_2, T_2, p_3, T_3$  – параметры газа в соответствующих полостях цилиндра;  $R$  – газовая постоянная;  $k$  – показатель адиабаты;  $L$  – полный ход поршня;  $W_{01}$  – объём аккумулятора;  $x_{02}$  – начальная координата поршня слева ( $x_{02} = W_{02}/F_2$ , где  $W_{02}$  – мерный объём цилиндра при крайнем левом положении поршня);  $x$  – ход поршня;  $v$  – скорость поршня;  $F_1, F_2$  – площади торцов поршня справа и слева (рис. 1);  $m$  – масса подвижных частей;  $M$  – масса сжатого воздуха, потребляемого в процессе срабатывания ПА.

Для того, чтобы система уравнений обрела универсальную форму и была пригодной для всех пневматических схем управления пневмоцилиндром необходимо дополнять эти уравнения уравнениями изменения температур в этих полостях. Последние могут быть получены на основе уравнения состояния газа (формула Клайперона-Менделеева), записанного в дифференциальной форме.

Таким образом, первые два уравнения описывают изменение состояния газа в накопительной ёмкости (аккумуляторе). Вторые два уравнения описывают состояние газа в полости, которую условно можно назвать рабочей (полость ограниченная соплом и торцом поршня). Следующие два уравнения описывают изменение состояния газа в выхлопной (штоковой) полости.

Для моделирования разных схем подключения пневмоцилиндра и алгоритмов их работы вводятся логическо-алгебраические модули  $s_1, s_2, s_3, s_a, s_b, s_c, z$  и  $z_2$ . В каждой фазе движения рабочая и выхлопная полости цилиндра могут подключаться к разным объектам коммутации и давления в этих объектах соответственно для рабочей и выхлопной полостей обозначим через  $y_1$  и  $y_2$

$$\begin{aligned} y_1 &= \tau p_m + (1 - \tau) p_a; & y_2 &= \tau p_a + (1 - \tau) p_m; & (\text{сх. № 2}) \\ y_1 &= \tau p_m + (1 - \tau) p_k; & y_2 &= \tau p_a + (1 - \tau) p_m. & (\text{сх. № 3}) \end{aligned} \quad (2)$$

Отношения давлений на концах коммутационных трактов с учётом возможного знакопеременного расхода  $I_1 = \left( \frac{p_1}{y_1} \right)^{\text{sign}(y_1 - p_1)}$ ;  $I_2 = \left( \frac{p_2}{y_2} \right)^{\text{sign}(y_2 - p_2)}$ .

Коррективы  $z_1$  и  $z_2$  иммитируют процесс дискретного изменения пропускной способности магистралей в зависимости от состояния распределителя. Функции  $s_1, s_2, s_3, s_a, s_b$  позволяют дискретно изменять структуры правых частей первых шести уравнений системы (1) в связи с переходом от заполнения к опорожнению и наоборот.

Как показали экспериментальные исследования [7] процесс выравнивания давлений в аккумуляторе и рабочей полости цилиндра при срабатывании ПА происходит за очень короткое время (0,03 с). За это время поршень успевает пройти отрезок пути длиной примерно 1 мм (порядка 0,5–1 % хода поршня). Поэтому при дальнейших расчётах этот участок хода не рассматривался, аккумулятор и рабочая полость представлялись как единое целое т.е. рассматривался двусторонний ПЦ с большим начальным объёмом  $W_{01}$ . При таком упрощении логическо-алгебраические модули применительно к схеме № 2 (рис. 5) даны в работе [1].

Анализ, опираясь на нелинейную математическую модель, работы ударного ПА, работающего по схеме № 1 (рис. 1) выявил целый ряд недостатков данной упрощённой схемы использования ПЦ со встроенным резервуаром. В качестве исследуемого объекта выбран цилиндр с  $D_{\text{ц}} = 0,16$  м;  $d_{\text{ш}} = 0,04$  м;  $d_{\text{с}} = 0,05$  м;  $L = 0,296$  м. Емкость аккумулятора варьировалась от  $2,5 \cdot 10^{-3}$  до  $4,5 \cdot 10^{-3}$ . Масса подвижных частей  $m = 30$  кг.

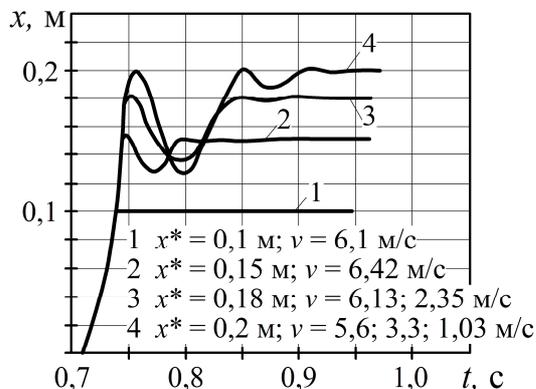


Рисунок 2 – Перемещение поршня при ударе при разных координатах положения заготовки  $x^*$  (схема № 1)

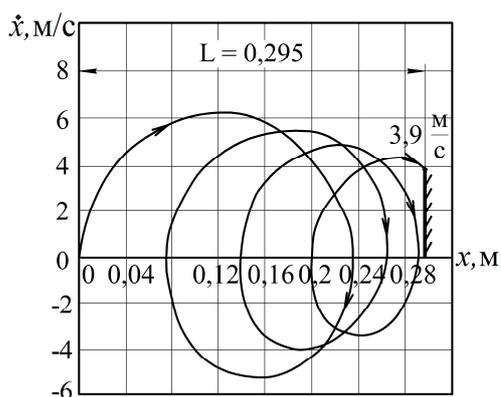


Рисунок 3 – Фазовая траектория рабочего органа ударного цилиндра при отсутствии заготовки (схема № 1)

Вторым существенным недостатком ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 1, является развитый колебательный процесс со смещением в сторону крышки цилиндра. Фазовая траектория рабочего органа на рис. 3 наглядно демонстрирует, что при отсутствии заготовки неизбежен недопустимо сильный удар по крышке (скорость 3,9 м/с, масса подвижных частей 30 кг), что, скорее всего, приведёт к серьезной поломке цилиндра.

Два других недостатка хорошо иллюстрирует переходный процесс, полученный при  $W_{01} = 4,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> (рис. 4). Работа агрегата при координате удара  $x^* = 0,1$  м сопровождается большими затратами сжатого воздуха ( $M^* = 6,4 \cdot 10^{-2}$  кг), а также достаточно большой скоростью посадки поршня в седло ( $v_0 = 0,9$  м/с) при его обратном ходе. Ввиду колебательного характера движения поршня в обратном направлении эта скорость может достигать 1,4 м/с. Такая работа приводит к быстрому износу уплотнительной шайбы на поршне.

Для предотвращения этих отрицательных явлений синхронизируем работу пневмораспределителя и ударного цилиндра (рис. 5). Процесс синхронизации работы распределителя согласно схеме на рис. 5 происходит с учётом задержки во времени  $t_3$  срабатывания распределителя 2. Во всех расчётах вводилось  $t_3 = 0,05$  с. Проведенные исследования показывают, что при всех координатах удара  $x^*$  использование схемы № 2 исключает возможность возникновения повторных ударов (рис. 6). Показано также, что при использовании схемы № 2 при заданных значениях  $D_{\text{ц}}$ ,  $d_{\text{ш}}$  и  $d_{\text{с}}$  существенное влияние на скорость удара  $v_m$  и координату расположения заготовки  $x^{**}$ , при

мулятора варьировалась от  $2,5 \cdot 10^{-3}$  до  $4,5 \cdot 10^{-3}$ . Масса подвижных частей  $m = 30$  кг.

На рис. 2 приведены кривые перемещения поршня при разных координатах удара  $x^*$  (расстояние до заготовки). При значениях  $x^*$  от 0,14 м до 0,2 м наблюдаются повторные удары по заготовке, что недопустимо (например, при использовании данного привода в клеймочных машинах).

Вторым существенным недостатком ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 1, является развитый колебательный процесс со смещением в сторону крышки цилиндра. Фазовая траектория рабочего органа на рис. 3 наглядно демонстрирует, что при отсутствии заготовки неизбежен недопустимо сильный удар по крышке (скорость 3,9 м/с, масса подвижных частей 30 кг), что, скорее всего, приведёт к серьезной поломке цилиндра.

Два других недостатка хорошо иллюстрирует переходный процесс, полученный при  $W_{01} = 4,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> (рис. 4). Работа агрегата при координате удара  $x^* = 0,1$  м сопровождается большими затратами сжатого воздуха ( $M^* = 6,4 \cdot 10^{-2}$  кг), а также достаточно большой скоростью посадки поршня в седло ( $v_0 = 0,9$  м/с) при его обратном ходе. Ввиду колебательного характера движения поршня

которой достигается максимальная скорость, оказывают объём накопительной полости  $W_{01}$  и полный ход поршня  $L$  (рис. 7).

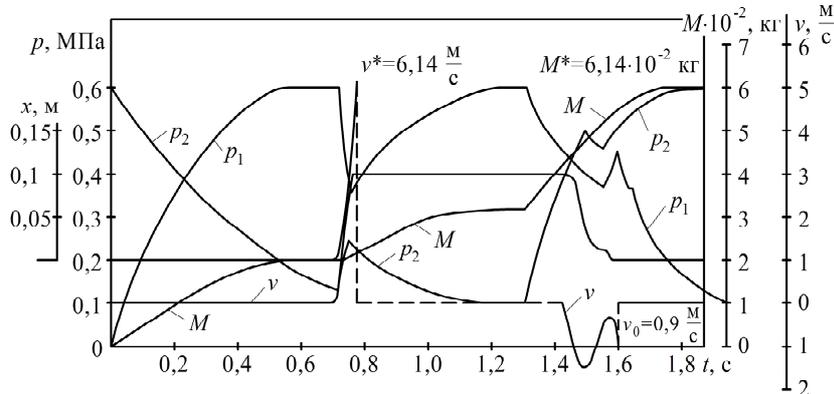


Рисунок 4 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 1

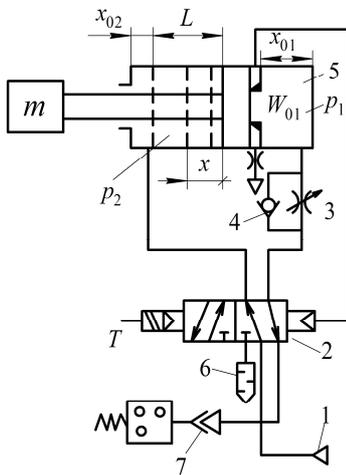


Рисунок 5 – Схема ударного пневмоагрегата с синхронизацией работы цилиндра и распределителя (схема № 2)

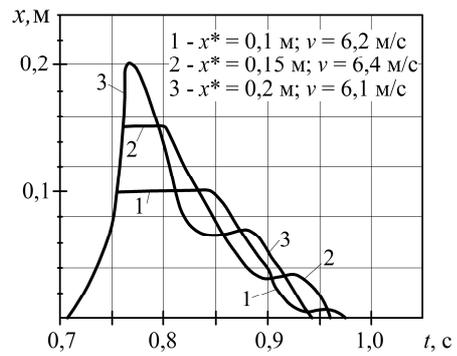


Рисунок 6 – Перемещение поршня при ударе при разных координатах положения заготовки (схема № 2)

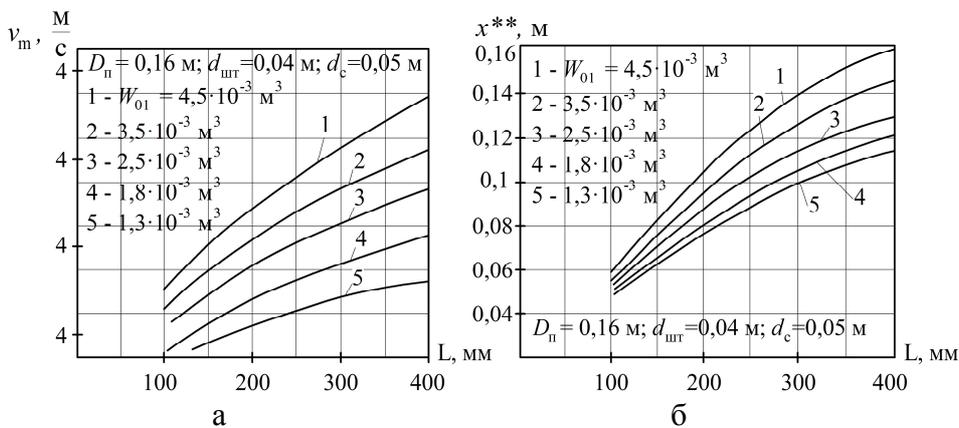


Рисунок 7 – Влияние объёма накопительной полости  $W_{01}$  и полного хода поршня  $L$  на максимальную скорость удара (а) и координату реализации максимальной скорости удара (б)

Переходний процес, полученний при тех же условиях, что и для схемы № 1, свидетельствует о том, что затраты сжатого воздуха в этом случае удастся сократить ( $M^* = 4,5 \cdot 10^{-2}$  кг). Уменьшается при этом и скорость посадки поршня в седло при обратном ходе поршня. Причём эту скорость можно уменьшать за счёт увеличения сопротивления дросселя 3 (рис. 5).

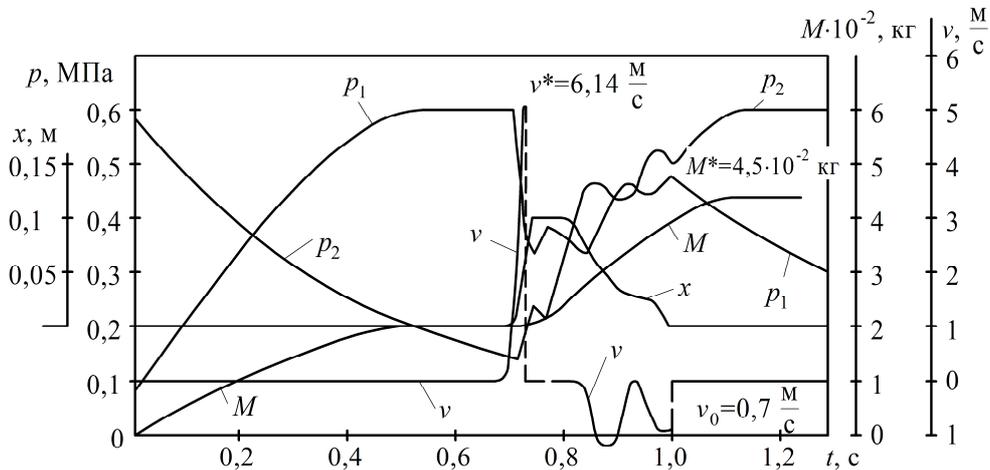


Рисунок 8 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 2

Значительно более существенное улучшение экономичности и других эксплуатационных показателей ударного ПА можно добиться при переходе к схеме № 3, в которой контур питания включает три источника с давлениями  $p_m$ ,  $p_k$  и  $p_a$  (рис. 9).

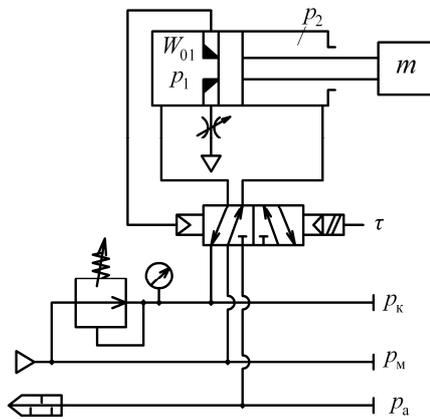


Рисунок 9 – Схема ударного пневмоагрегата с синхронизацией и использованием редукционного клапана (схема № 3)

Переходный процесс на рис. 10, полученный при  $p_m = 0,6$  МПа и  $p_k = 0,5$  МПа, показывает, что при полном сохранении энергетики удара удастся более существенно снизить затраты сжатого воздуха ( $M^* = 3,4 \cdot 10^{-2}$  кг) и добиться плавной, практически безударной посадки поршня в седло при обратном ходе ( $v_0 = 0,29$  м/с).

Абсолютно безопасным становится срабатывание ПА, работающего по схеме № 3, при отсутствии заготовки. Фазовая траектория рабочего органа, представленная на рис. 11, свидетельствует о быстро затухающих колебаниях поршня при смещении его в сторону седла и мягкой посадке его в седло (рис. 11).

посадке его в седло (рис. 11).

Найдём эксергический КПД ударного ПА с разными схемами управления. Под работоспособностью (эксергией) понимают максимальную полезную работу, которую можно получить от термодинамической системы в результате обратного перехода ее от данного состояния к состоянию термического и механического равновесия с окружаю-

шей средой [2, 5, 6, 8]. Удельную работоспособность газа  $l_p$  определяют исходя из того, что в холодильнике и ресивере компрессора газ переходит в термическое равновесие с окружающей средой. В работах [5, 6, 9] показано, что исходя из этого допущения удельную работоспособность  $l_p$  можно определить как

$$l_p = RT_M \ln \frac{P_M}{P_a} \quad (3)$$

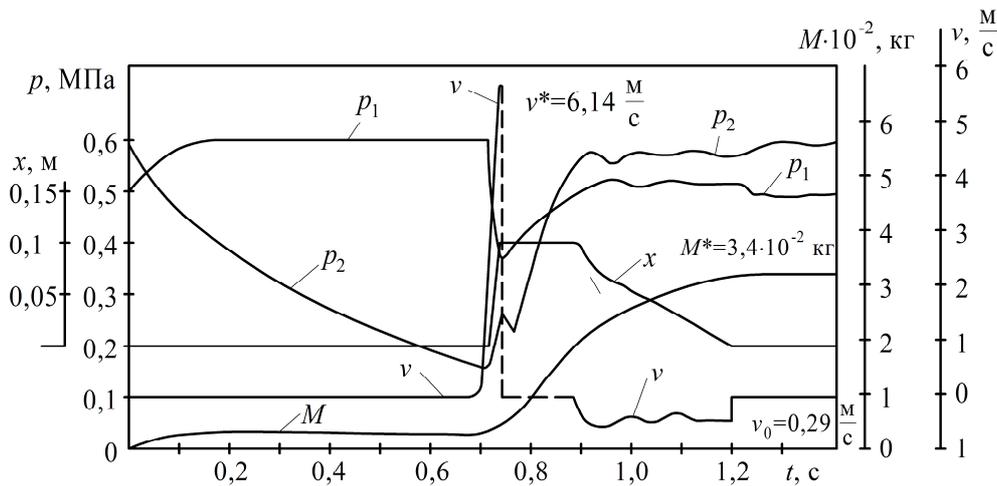


Рисунок 10 – Переходный процесс при срабатывании ударного пневмоагрегата, работающего по схеме № 3

Эксергический КПД при этом может быть определён как полезная внешняя механическая работа, совершаемая газом в рабочей полости цилиндра, отнесенная к полной работоспособности сжатого воздуха, поступившего к цилиндру в процессе одного срабатывания агрегата

$$\eta_3 = \frac{F_1 \int_0^{t^*} p_1 v dt - F_2 \int_0^{t^*} p_2 v dt - \int_0^{t^*} P_{тр} v dt}{M^* RT_M \ln \frac{P_M}{P_a}} = \frac{mv^{*2}}{2 M^* RT_M \ln \frac{P_M}{P_a}}, \quad (4)$$

где  $t^*$  – время, соответствующее моменту подвода штока к заготовке;  $v^*$  – скорость поршня в момент удара;  $M^*$  – массовое количество сжатого воздуха, поступившее к цилиндру за полное время срабатывания.

Первый член числителя в выражении (4) равен внешней механической работе сжатого воздуха в рабочей полости цилиндра. Зависимость эксергического КПД  $\eta_3$  от координаты удара  $x^*$  для трёх схем управления представлена на рис. 12. Графики получены при тех же параметрах и условиях функционирования, что и переходные процессы на рис. 4, 8 и 10. При оптимальной по энергетике координате удара  $x^* = 0,14$  для схемы № 3 эксергический КПД ударного ПА практически в 2 раза превышает КПД пневмоагрегата, работающего по стандартной схеме № 1.

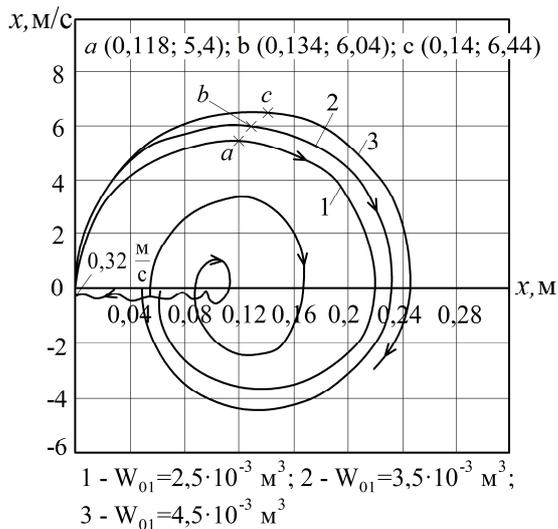


Рисунок 11 – Фазовая траектория рабочего органа ударного цилиндра при отсутствии заготовки (схема № 3)

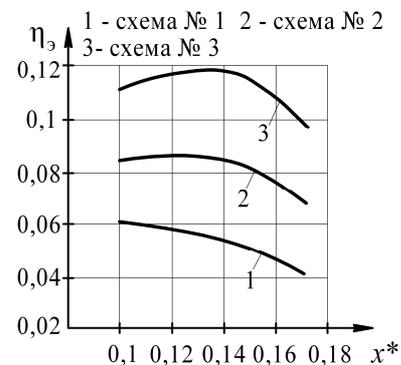


Рисунок 12 – Зависимость эксергического КПД ударного привода с разными схемами управления от координаты удара  $x^*$

**Выводы.** Предложенная схема управления ударным пневмоцилиндром позволяет значительно улучшить все наиболее важные эксплуатационные показатели агрегата: степень энергетического совершенства, долговечность за счёт безударной посадки поршня в седло при обратном ходе, снижение брака при выполнении ударных операций в результате отсутствия повторных ударов, степень безопасности вследствие безударного срабатывания в случае отсутствия заготовки. Поэтому практическое использование ударных ПА с данной схемой становится полностью предсказуемым и значительно более экономным.

#### Литература

1. Атаманов Ю.Л. Использование пневмоагрегата со встроенным резервуаром в ударных механизмах клеймения металлопроката // Ю.Л. Атаманов, Г.А. Крутиков, М.Г. Стрижак Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – Вып. 8 (65).
2. Бродянский В.М. Эксергический метод и его приложения // В.М. Бродянский, В. Фриштер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат. – 1988. – 281 с.
3. Герц Е.В. Определение работоспособности автономных газовых приводов эксергическим методом // Е. В. Герц Пневматика и гидравлика. – М.: Машиностроение. – 1981. – Вып. 8. – С. 14–20.
4. Герц Е.В. Расчёт пневмоприводов // Е.В. Герц, Г.В. Крейнин Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1975. – 272 с.
5. Крутиков Г.А. Определение степени энергетического совершенства пневмоприводов дискретного действия // Г.А. Крутиков Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – Киев: Техніка. – 1985. – Вып. 21. – С. 34–42.

6. Мурзин В. А. Эффективность использования работоспособности потока сжатого воздуха в поршневых пневмодвигателях // В.А. Мурзин Известия ВУЗов. Горный журнал. – 1985. – № 7. – С. 101–108.
7. Перельцвайг М. И. Исследование динамики ударного пневматического поршневого привода // М.И. Перельцвайг Анализ и синтез машин-автоматов. – М.: Наука. – 1964. – С. 164–170.
8. Суворов Д.Г. Рабочий процесс пневматической поршневой ударной машины // Д.Г. Суворов, А.В. Куприянов Известия ВУЗов. Строительство. – 2006. – № 6. – С. 75–79.
9. Цейтлин Ю.А. Пневматические установки шахт // Ю.А. Цейтлин, В.А. Мурзин. – М.: Недра. – 1991. – 268 с.
10. Снижение энергопотерь в пневмоприводах станков, автоматических манипуляторов и других машин // Методические рекомендации для Минстанкопрома СССР. – ВНИИТЭМР, Москва. – 1986. – 58 с.

Bibliography (transliterated)

1. Atamanov Yu.L. Ispolzovanie pnevmoagregata so vstroennyim rezervuarom v udarnyih mehanizmah kleymeniya metalloprokata Yu.L. Atamanov, G.A. Krutikov, M.G. Strizhak Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy. – 2013. – Vyip. 8 (65).
2. Brodyanskiy V.M. Eksnergicheskiy metod i ego prilozheniya V.M. Brodyanskiy, V. Frishter, K. Mihalek. – М.: Energoatomizdat. – 1988. – 281 p.
3. Gerts E.V. Opredelenie rabotosposobnosti avtonomnyih gazovyih privodov eksnergicheskim metodom E. V. Gerts Pnevmatika i gidravlika. – М.: Mashinostroenie. – 1981. – Vyip. 8. – p. 14–20.
4. Gerts E.V. Raschyot pnevmoprivodov E.V. Gerts, G.V. Kreynin Spravochnoe posobie. – М.: Mashinostroenie. – 1975. – 272 p.
5. Krutikov G.A. Opredelenie stepeni energeticheskogo sovershenstva pnevmoprivodov diskretnogo deystviya G.A. Krutikov Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika. – Kiev: Tehnika. – 1985. – Vyip. 21. – p. 34–42.
6. Murzin V. A. Effektivnost ispolzovaniya rabotosposobnosti potoka szhatogo vozduha v porshnevnyih pnevmodvigatelyah V.A. Murzin Izvestiya VUZov. Gornyy zhurnal. – 1985. – # 7. – p. 101–108.
7. Pereltsvayg M. I. Issledovanie dinamiki udarnogo pnevmaticheskogo porshneвого привода M.I. Pereltsvayg Analiz i sintez mashin-avtomatov. – М.: Nauka. – 1964. – p. 164–170.
8. Suvorov D.G. Rabochiy protsess pnevmaticheskoy porshnevoy udarnoy mashiny D.G. Suvorov, A.V. Kupriyanov Izvestiya VUZov. Stroitelstvo. – 2006. – # 6. – p. 75–79.
9. Tseytlin Yu.A. Pnevmaticheskie ustanovki shaht Yu.A. Tseytlin, V.A. Murzin. – М.: Nedra. – 1991. – 268 p.
10. Snizhenie energopoter v pnevmoprivodah stankov, avtomaticheskikh manipulyatorov i drugih mashin Metodicheskie rekomendatsii dlya Minstankoproma SSSR. – VNIITEMR, Moskva. – 1986. – 58 p.

УДК 621.05

Атаманов Ю.Л., Крутіков Г.А., Стрижак М.Г.

**ПІДВИЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНОСТІ УДАРНИХ ПНЕВМОАГРЕГАТІВ  
ЗА РАХУНОК РАЦІОНАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ КОНТУРОМ ЖИВЛЕННЯ**

Розглянуті схеми використання пневмоагрегата з вбудованим резервуаром. Запропоновано схему керування ударним пневмоциліндром, що дозволяє значно поліпшити всі найважливіші експлуатаційні показники агрегату: ступінь енергетичної досконалості, довговічність за рахунок безударної посадки поршня в сідло при зворотному ході, зниження браку при виконанні ударних операцій в результаті відсутності повторних ударів, ступінь безпеки внаслідок безударного спрацьовування в разі відсутності заготовки.

Atamanov J., Krutikov G., Strizhak M.

**IMPROVING ECONOMY IMPACT PNEUMOUNIT THROUGH JUDICIOUS  
MANAGEMENT OF THE POWER SUPPLY CIRCUIT**

The schemes are considered using pneumounit with built-in reservoir. The scheme of management by the shock pneumatic cylinder, allowing considerably to improve all most important operational indicators of the unit is offered: degree of power perfection, durability at the expense of unaccented landing of the piston in a saddle at reverse motion, decrease in marriage when performing shock operations as a result of lack of repeated blows, safety degree owing to unaccented operation in case of lack of preparation.

УДК 622.691.4

Братах М.И., Варавина Е.П., Кутя М.М., Ткач В.А.

### **ОЦЕНКА ДИНАМИКИ ОБЪЕМОВ ДОБЫЧИ ГАЗА ИЗ МЕСТОРОЖДЕНИЙ НА ЗАВЕРШАЮЩЕЙ СТАДИИ РАЗРАБОТКИ**

Особенностями эксплуатации месторождений на завершающей стадии разработки является падение дебитов скважин, их обводнение, неполная загруженность газосборной системы, наличие солевых, глинистых и других твердых отложений в оборудовании подземной и наземной части месторождения, физическая и моральная изношенность оборудования (например, наличие «старой» неравнопроходной запорной арматуры, процессов и продуктов эрозионного и коррозионного износа, «старого» сепарационного оборудования и т.д.).

Несмотря на все проблемы, которые сопровождают процесс эксплуатации оборудования месторождений на завершающей стадии разработки главным залогом энергетической независимости государства является стабилизация объемов добычи углеводородов с месторождений или по крайней мере уменьшение темпов его падения.

Стабилизировать добычу газа является непростой задачей, на преодоление которой направляют такие пути:

- уменьшение рабочего давления на месторождениях, что увеличивает темп отбора газа;
- перевод эксплуатационных скважин в ниже лежащие или выше лежащие продуктивные горизонты;
- бурение новых эксплуатационных скважин и восстановление ликвидированных, что в итоге приводит к сгущению их сетки;
- бурение боковых стволов в низкодебитных скважинах и скважинах недействующего фонда [1].

Стабилизация объемов добычи требует кропотливого научно-технического подхода, ведь ошибка может привести к трате трудовых, временных и материальных ресурсов. А несвоевременно принятые меры (например введение дожимной компрессорной станции во время, когда можно снизить рабочее давление очисткой газопроводов системы добычи и сбора газа) – к избыточным энергозатратам и расходам топливного газа.

Чаще стабилизация добычи природного газа прежде всего связана с поиском резервов рабочего давления скважин, вариации уменьшения величины которого позволят увеличить разницу между пластовым давлением и давлением на устье скважины, что вызовет дополнительный приток газа. С этой целью вводятся в эксплуатацию дожимные компрессорные станции, находятся и привлекаются к низконапорной сети газоснабжения новые мощные потребители газа, очищаются газопроводы и шлейфы скважин, заменяется оборудование установок сбора и подготовки газа, совершенствуется сам процесс подготовки газа и т.д. Любое из перечисленных мероприятий направлено на снижение величины рабочего давления скважин. Следует учитывать и процесс перераспределения масс жидкости и других типов загрязнений в звеньях системы «скважина–шлейф–установка сбора и подготовки газа–промысловый газопровод», изменения потерь давления при транспортировании газа, что отрицательно сказывается на величине рабочего давления скважин месторождения.

В представленном материале представлена оценка влияния факторов на объемы добычи при разработке месторождений на завершающей стадии.

Диспетчер или инженер геологической службы, контролируя процесс добычи газа, руководствуется оперативными данными о:

- давлении в затрубном пространстве скважины;
- рабочем давлении скважины;
- статистическом давлении скважин (периодическое измерение);
- давлении на входе и выходе с установки сбора и подготовки газа;
- температуре рабочей среды на устье скважины, входе и выходе из установок;
- дебите скважин месторождения и общем объеме передачи газа из установки к промышленному газопроводу.

Другие величины, такие как компонентный состав газа, загрязнения, объем отделенной в сепараторах жидкости, температура точки росы по воде и углеводородами, являются вспомогательными для получения целостной картины работы месторождения, но в то же время контролируемы. Величины забойного давления, потери давления на подъем продукции скважины и ее транспортировку и подготовку, температуры гидратообразования и т.п. являются расчетными и позволяют оперативно принимать решения об осложнениях в процессе добычи и транспортировки природного газа.

Разницей между величинами давления являются потери давления на подъем продукции скважины на дневную поверхность и ее транспортировку газопроводами системы сбора газа. Эти потери, как известно, являются реакцией на гидросопротивление системы, составляющими которого являются неуменьшаемое гидросопротивление трению, возрастающее в условиях низкого рабочего давления, местные сопротивления трубопроводов, в том числе сопротивление массы загрязнений. Внедряя комплекс мероприятий можно уменьшить объем загрязнений, а влияние местных сопротивлений нивелировать, то и общее гидросопротивление системы сократится, следовательно сократится величина потерь давления в системе и уменьшится величина рабочего давления на устье скважины.

Общепринятыми аспектами в добыче газа обычно являются:

- первый: достаточно снизить рабочее давление месторождения, чтобы достичь увеличения добычи газа, или по крайней мере его стабилизации;
- второй: шлейф скважины спроектирован так, чтобы вся жидкость, которую принято к устью скважины, направилась к установке подготовки газа.

Практика эксплуатации месторождений на завершающей стадии разработки этим утверждениям отвечает не в полной мере. Часто исследователи допускают ошибку, рассматривая систему добычи (скважину) и систему сбора (шлейф) отдельно. Места локализации загрязнений в звеньях системы в целом представлены на рис. 1.

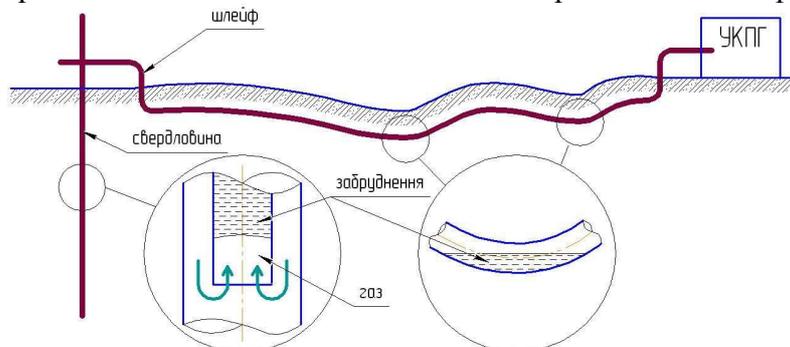


Рисунок 1 – Локализация масс жидкости в системе добычи и сбора газа

Жидкость локализуется не только в скважине, но, вследствие процессов перераспределения ее массы и как более плотная составляющая газожидкостной смеси, формирует образования в нижней образующей шлейфа в благоприятных точках рельефа (природных ловушках жидкости) и при определенных скоростных условиях (незагруженность шлейфа на завершающей стадии разработки месторождения). Время образования загрязнений, условия, при которых они сформировались, и их объем являются определяющими факторами, влияющими гидросопротивление системы наземного сбора и транспорта продукции.

На завершающей стадии разработки месторождений жидкость попадает и накапливается в полости труб в условиях низких дебитов за счет охлаждения газожидкостного потока во время его движения от горизонта до устья, перетоков вод водоносных горизонтов, притока воды из верхних водоносных горизонтов по тектоническим нарушениям и т.д. Во время разработки месторождения постоянно снижаются рабочие дебиты добывающих скважин и за счет соответствующего падения скорости газа происходит накопление жидкости в лифтовых трубах, а газа – в затрубном пространстве. Этот процесс продлится до тех пор, пока давление газа в затрубном пространстве станет достаточным для вынесения жидкости из полости лифтовых труб на поверхность (в шлейф). То есть в течение определенного времени скважина работает с переменным дебитом и периодическим выносом жидкости, подобным залповому выбросу [2]. Со временем объем жидкости, которая накапливается в лифтовых трубах, изменяется соответственно к воздействию переменных во времени факторов:

- скорость газового потока;
- величины давления природного газа;
- качественного состава газожидкостного потока.

Жизненный цикл жидкостной пробки в пустоте вертикальной трубы представлен на рисунке 2.

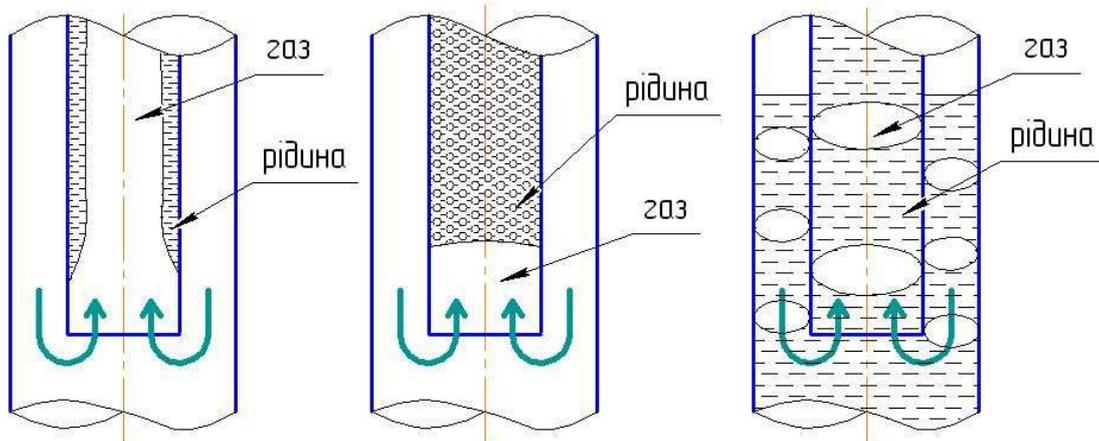


Рисунок 2 – Формирование жидкости в пустоте вертикальной трубы

Если в какой-то период объем накопленной жидкости достигнет критического значения, то скважина остановится. Очевидно, что для определенного момента времени при  $q_g = \text{const}$  (соответственно  $\omega_g = \text{const}$ ) в условиях неизменного качественного состава газожидкостной смеси объем жидкости в лифтовых трубах является функцией отклика на изменение давления  $V_{уд}^{жидк} = f(P)$ . Оптимальной работе скважине должно соответствовать условие равенства давления в затрубном пространстве и давления на

устье скважины. Разница их значений соответствует высотам столбов жидкости и газа в лифтовых трубах и затрубном пространстве. Этот объем жидкости ориентировочно можно оценить по формуле

$$V_{уд}^{жидк} = 9,8135 \cdot 10^4 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \frac{|P_{тр} - P_{затр}|}{\rho g}, \quad (1)$$

де  $d$  – внутренний диаметр лифтовых труб, м,  $P_{тр}$  – давление на устье скважины, кгс/см<sup>2</sup>,  $P_{затр}$  – давление в затрубном пространстве скважины, кгс/см<sup>2</sup>,  $\rho$  – плотность более плотной составляющей газожидкостного потока, кг/м<sup>3</sup>,  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

В отличие от лифтовых труб накопление жидкости в шлейфе носит иной характер, поскольку ее объем никогда не перекрывает полностью сечения трубопровода, а накапливается на его нижней образующей зависимости от рельефа местности, стремясь занять форму, соответствующую состоянию покоя. Это состояние покоя жидкости в колене трубопровода определяет центральный угол к зеркалу жидкости. Во время залпового выброса жидкости из скважины, объем жидкости из скважины перемещается в полость шлейфа, увеличивая угол к зеркалу жидкости соответственно увеличивая объем жидкости в колене газопровода. Возрастание центрального угла к зеркалу жидкости возможно лишь до определенной величины (критического значения), при достижении которой происходит залповый выброс жидкости из этого колена газопровода и перемещения ее к другому. Угол соответственно уменьшится до нормального значения, которое соответствует состоянию покоя жидкостного формирования в колене трубопровода (рисунок 3).

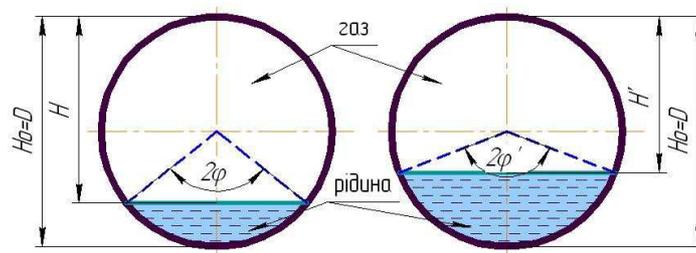


Рисунок 3 – Геометрия и динамика жидкостной пробки в колене шлейфа

Критические значения центрального угла к зеркалу жидкости оценивают по функции критического угла к зеркалу жидкости, исходя из:

- 1) геометрии жидкостного образования (рис. 4);
- 2) факторов, которые формируют режим работы шлейфа

$$\Phi_1(\phi_{кр}) = \frac{2\beta \cdot \frac{2\pi^2 \omega^2 \gamma_z}{Dg}}{\Delta\rho \cdot \cos \alpha} = \frac{4\pi^2 \beta \omega^2 P}{zRTDg \cos \alpha \left( \rho_p - \frac{P}{zRT} \right)}, \quad (2)$$

где  $\beta = 1,045-1,1$  – коэффициент Кориолиса (поправочный коэффициент на неравномерность распределения скоростей);  $\omega$  – линейная скорость газа, м/с;  $P$  – среднее давление газа в шлейфе, Па;  $z$  – коэффициент сжимаемости газа;  $R$  – постоянная газовая

постоянная, Дж/кг·К;  $T$  – средняя температура газового потока на участке газопровода, К;  $D$  – внутренний диаметр шлейфа, м;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с;  $\alpha$  – угол наклона участка газопровода к горизонтальной поверхности, рад;  $\rho_p$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>.

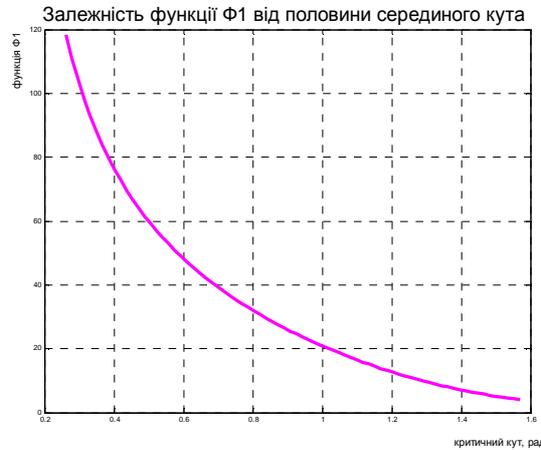


Рисунок 4 – Зависимость функционального условия  $\Phi_1(\phi_{кр})$

Для реальных условий эксплуатации математическая модель зависимости функции критического центрального угла к зеркалу жидкости в колене шлейфа номинальным диаметром 100 мм, собирающего газ газоконденсатного месторождения с давлением 10 кгс/см<sup>2</sup> будет соответствовать рисунку 5.

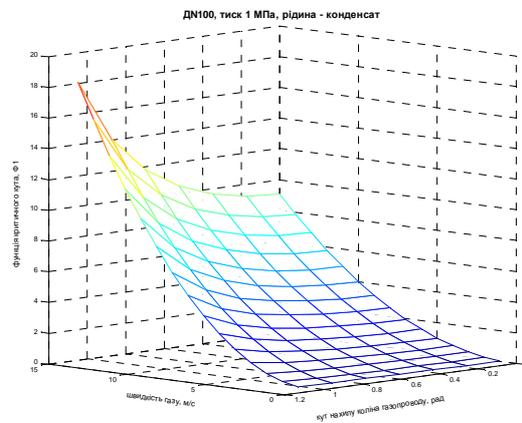


Рисунок 5 – Реализация математической 3-Д модели для практических целей

Поскольку в колене шлейфа площадь сегмента, занятого жидкостью составляет:

$$F = \frac{D^2}{4} \cdot (2\phi_{кр} - \sin 2\phi_{кр}), \quad (3)$$

то критический объем жидкости, препятствующей эффективной добыче составляет:

$$V_{кр}^{жл} = \frac{D^2}{4} \cdot (2\phi_{кр} - \sin 2\phi_{кр}) \cdot s, \quad (4)$$

где  $s$  – длина зеркала жидкости, м.

Графічески зависимость удельного критического объема загрязнений (отнесенного к единице длины зеркала жидкости) от изменения факторов отвечает рисунку 6 [3].

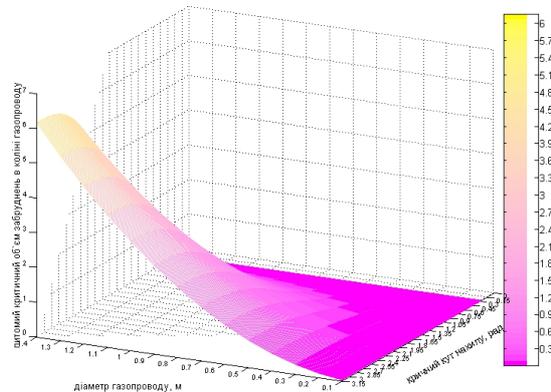


Рисунок 6 – Зависимость удельного критического объема загрязнений от критического угла  $\phi$  и диаметра газопровода

Итак, оперируя даже наименьшим набором диспетчерских данных: дебитом скважины, температурой потока и изменением давления, и опираясь на вышеизложенное в теоретическом подходе, возможно оценить две величины:

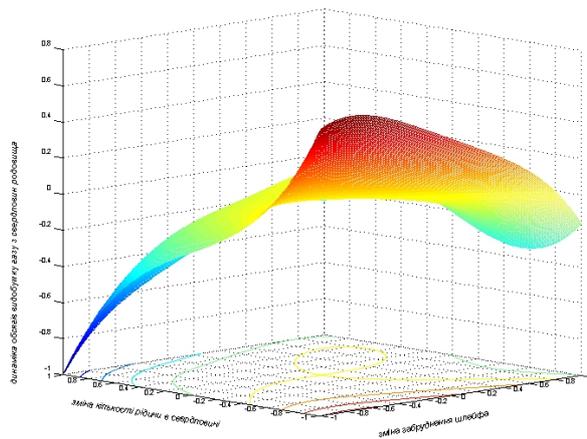
- объем жидкости, которая накапливается в лифтовых трубах скважины в процессе добычи газа  $V_{уд}^{жид}$  ;
- критический объем жидкости, которая формируется в полости шлейфа в процессе сбора газа  $V_{кр}^{шл}$  .

Сравнение этих величин дает возможность судить о значимости влияния на объемы добычи газа из скважины:

- накопленной жидкости в лифтовых трубах скважины ( $V_{уд}^{жид} > V_{кр}^{шл}$ );
- загрязнение пустоты шлейфа скважины ( $V_{уд}^{жид} < V_{кр}^{шл}$ );
- совокупное влияние перераспределения масс жидкости в скважине и ее шлейфа ( $V_{уд}^{жид} \approx V_{кр}^{шл}$ ).

Подход к оценке режимов работы системы добычи и сбора газа положен в основу разработки алгоритма и реализации математических моделей в программном обеспечении, что позволяет обрабатывать мощный массив данных, получаемый в результате проведения масштабных экспериментальных исследований, и получать для каждого конкретного месторождения 3-Д модель динамики объемов добычи газа в зависимости от распределения жидких формирований в системе добычи и сбора газа. Такая 3-Д модель представляет собой уравнение регрессии, связывающее функцию отклика с факторами, влияющими на изменение квазистационарного процесса сбора газа с месторождения. Анализируя значимость коэффициентов уравнения судят о существенности влияния режима работы газосборной или газодобывающей системы. Пример такой модели для одного из месторождений Западной добывающего региона страны – Битков-Бабченского газоконденсатного месторождения представлены на рисунке 8 (график приведен в условных единицах), согласно уравнению регрессии:

$$\Delta q = -0,2105 \cdot \Delta V_{кр}^{шл4} - 0,421 \cdot \Delta V_{уд}^{жид3} + 0,3684 \Delta V_{кр}^{шл} \cdot \Delta V_{уд}^{жид} . \quad (7)$$



по осям  $x, y$  - + (плюс) відносительне збільшення об'єму рідини, - (мінус) відносительне зменшення рідини від зафіксованого, по осі  $z$  - + відносительне збільшення об'єму добути, - - відносительне зменшення об'єму добути

Рисунок 8 – Модель динаміки об'ємів добути газу для Бытков-Бабченського родовища

В простейшій математиці, зміна однієї величини відносно другої можна записати як:  $\Delta V = V - V' / V = 1 - \frac{V'}{V}$ , де  $V'$  – величина, яка змінюється. Под-

ставив  $V_{пит}^{сврд} = 9,8135 \cdot 10^4 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{|P_{тр} - P_{затр}|}{\rho g}$  і  $V_{кр}^{шл} = \frac{D^2}{4} \cdot (2\phi_{кр} - \sin 2\phi_{кр}) \cdot s$ , і розглядаючи, що для певного моменту часу величини густини рідини складової газорідкого потоку, діаметра ліфтових труб, шлейфів скважин і довжини дзеркала рідини є постійними, для даного родовища зміна добути в часі можна прогнозувати за формулою:

$$\Delta q = 0,3684(1-b)(1-a) - 0,421(1-a)^3 - 0,2105(1-b)^4, \quad (8)$$

де  $a$  – коефіцієнт, який визначає ступінь забруднення шлейфа скважини  $a = \frac{2 \cdot \phi'_{кр} - \sin 2\phi'_{кр}}{2 \cdot \phi_{кр} - \sin 2\phi_{кр}}$ ;  $b$  – коефіцієнт, який визначає ступінь забруднення ліфтових труб скважини  $b = \frac{|P'_{тр} - P'_{затр}|}{|P_{тр} - P_{затр}|}$ .

Отримані результати дають досліднику зрозуміти, що навіть ідеально працююча «необхідна» скважина втрачає до 30 % потужності на подолання гідросопротивлення шлейфа,

з фізичної точки зору рівняння справедливо, так як при ідеально чистому шлейфі, накоплення критичної маси рідини в порожнині ліфтових труб скважини призводить до її зупинки.

Комплексне впровадження заходів по підвищенню ефективності роботи як шлейфа, так і скважини дозволить збільшити добути газу до певного відсотка

соответственно текущего объема, а внедрение этих мер в отдельности отразится лишь в поддержании текущего объема добычи, то есть динамика будет нулевой.

На основе анализа результатов расчетов по представленной математической модели можно принимать техническое решение о целесообразности снижения рабочего давления месторождения, окупаемости капиталовложений в установку ДКС, или внедрении мер повышения углеводородоотдачи: уплотнение сетки скважин, бурение наклонных стволов или просто освобождение шлейфов и газопроводов от накопленной жидкости.

#### Литература

1. Галко Т.М., Аксьонов В.В. Особливості проектування розробки газоконденсатних родовищ на завершальній стадії промислової експлуатації. – Науково-виробничий журнал: «Нафтова і газова промисловість» Київ «НАК «Нафтогаз України» – №2, 2009– С. 26–28
2. Бойко В.С., Кондрат Р.М., Яремійчук Р.С. Довідник з нафтогазової справи. – К.: Львів, 1996. – 620 с.
3. Братах М.І., Топоров В.Г., Рuzіна І.М., Соболева А.В. Математична модель залпового викиду рідини з порожнини газопроводу. XVIII (ежегодная) международная научно-техническая конференция "Экологическая и техногенная безопасность, охрана водного и воздушного бассейнов, утилизация отходов", 07–11 июня 2010 г., г. Бердянск, сб. научн. трудов, С. 444–452.
4. Братах М.І., Топоров В.Г., Рuzіна І.М., Хай В.В., Хоменко Г.О. Комп'ютеризація процесу контролю гідратуутворення та квазістаціонарних режимів роботи газопроводів системи видобутку і збору газу.– "Питання розвитку газової промисловості". Зб. наук. пр., вип. XXXVIII Харків: УкрНДІгаз, – 2010р., С. 201–207.

#### Bibliography (transliterated)

1. Galko T.M., Aksonov V.V. Osoblivosti proektuvannya rozrobki gazokondensatnih rodovisch na zavershalniy stadiyi promislovoyi ekspluatatsiyi. – Naukovo-virobnichiy zhurnal: «Naftova i gazova promislovist» Kiyiv «NAK «Naftogaz Ukrayini» – #2, 2009– p. 26–28
2. Boyko V.S., Kondrat R.M., Yaremiychuk R.S. Dovidnik z naftogazovoyi справи. – K.: Lviv, 1996. – 620 p.
3. Bratah M.I., Toporov V.G., Ruzina I.M., Soboleva A.V. Matematichna model zalpovogo vikidu ridini z porozhnini gazoprovodu. HVIII (ezhegodnaya) mezhdunarodnaya nauchno-tehnicheskaya konferentsiya "Ekologicheskaya i tehnogennaya bezopasnost, ohrana vodnogo i vozdušnogo basseynov, utilizatsiya othodov", 07–11 iyunya 2010 g., g. Berdyansk, sb. nauchn. trudov, p. 444–452.
4. Bratah M.I., Toporov V.G., Ruzina I.M., Hay V.V., Homenko G.O. Komp'yuterizatsiya protsesu kontrolyu gidratoutvorennya ta kvazistatsionarnih rezhimiv roboti gazoprovodiv sistemi vidobutku i zboru gazu.– "Pitannya rozvitku gazovoyi promislovosti". Zb. nauk. pr., vip. XXXVIII Harkiv: UkrNDIgaz, – 2010r., p. 201–207.

УДК 622.691.4

Братах М.І., Варавіна О.П., Кутя М.М., Ткач В.А.

**ОЦІНКА ДИНАМІКИ ВИДОБУТКУ ГАЗУ З РОДОВИЩ  
НА ЗАВЕРШАЛЬНІЙ СТАДІЇ РОЗРОБКИ**

Розроблено та реалізовано для практичних цілей математичну модель динаміки обсягів видобутку газу для родовищ на завершальній стадії розробки, оцінено вплив утворення рідинних пробок в ліфтових трубах свердловини та в порожнині її шлейфа на режимі роботи системи «свердловина–шлейф–установка збору».

Bratakh M.I., Varavina O.P., Kutya M.M., Tkach V.A.

**THE ESTIMATION OF GAS PRODUCTION DYNAMICS FOR FIELD  
IN THE FINAL STAGES OF DEVELOPMENT**

In the article a mathematical model of the gas production dynamics for fields in the final stages of development are developed and implemented for practical purposes. Also authors estimated the effect of liquid plugs creation in the tubing of the well and in the cavity of its field line on modes of the system "well–field line–collecting unit".

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ  
ГОФРИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПЛАСТИНЧАТОГО  
ТЕПЛООБМЕННИКА**

Процесс переноса теплоты в пластинчатых теплообменных аппаратах (ПТА) относится к сложным. В конструкциях ПТА применяются сложные формы теплопередающих поверхностей и образуемых ими каналов, в которых поток теплоносителя подвергается искусственной турбулизации за счет криволинейной формы каналов и отрыва потока при обтекании вершин гофр пластин. Применение рационального сочетания формы и размеров каналов для различных сред при рациональной компоновке позволяют достичь интенсивности теплоотдачи в 2...3 раза большей, чем в трубчатых теплообменниках при тех же значениях числа  $Re$ . Причем в ПТА режим развитой турбулентности наблюдается уже при  $Re = 50...200$ , что обеспечивается геометрической формой теплопередающей поверхности пластин [1].

Процесс теплоотдачи при вынужденной конвекции в ПТА определяется рядом факторов, к основным из которых следует отнести характер течения теплоносителей, диапазон технологических температур, теплофизические свойства теплоносителей. Поэтому, не смотря на имеющиеся обширные публикации [2,4] в настоящее время остается актуальной задача определения теплоотдачи ПТА с пластинами различной формы и учетом перечисленных факторов. Эта задача представляет практический интерес при усовершенствовании метода расчета теплообменной поверхности и вариантного проектирования ПТА, что требует в свою очередь, получения критериальных уравнений с наперед заданной структурой, включающей параметры отражающие влияние наиболее существенных факторов, определяющих интенсивность теплоотдачи теплопередающей поверхности.

Задача расчета потребной поверхности теплообменного аппарата не потеряла своей актуальности, что связано с недостаточной изученностью закономерностей теплопереноса и течения потока, особенно при турбулентном режиме течения, в каналах неканонического сечения и сложной геометрической формы. Кроме того, учитывая разнообразие применяемых теплоносителей особое место в этой проблеме занимает вопрос учета влияния теплофизических характеристик теплоносителя на интенсивность конвективного теплопереноса [3].

Практически эта проблема преодолевается в основном двумя путями: непрекращающимися экспериментальными исследованиями теплоотдачи, что ведет к всё увеличивающемуся числу расчетных соотношений имеющих узкий диапазон применимости, обусловленный условиями проведения эксперимента, и завышением значения полученной каким-либо расчетным методом площади теплообменной поверхности на некоторую величину, что должно компенсировать неточность полученного расчетного значения. Эта величина, в некоторых пакетах прикладных расчетных программ называемая *margine* – запас, может достигать 20 и более, до 60 %, что естественно ведет к часто не вполне обоснованному увеличению площади теплообменной поверхности. Здесь особо следует подчеркнуть, что такое завышение потребной поверхности теплообмена в известной степени отвечает интересам производителей теплообменной поверхности, обеспечивая её сбыт. Однако, с точки зрения эксплуатации теплообменного аппарата ведет к повышению капитальных затрат, а следовательно и сроков окупаемости; экс-

платационных затрат, связанных с увеличением потребной мощности на прокачивание теплоносителя, повышением потерь теплоты в окружающую среду и другими. Таким образом, обоснованное повышение достоверности применяемых расчетных соотношений позволит снизить назначаемый запас поверхности или минимизировать его, что естественно приведет и к снятию перечисленных негативных факторов, связанных с этим.

Представляется понятным, что радикальное решение упомянутой проблемы связано с качественным скачком в научном познании в области турбулентного теплопереноса. Однако пока такого прорыва не предвидится, представляется возможным и целесообразным на основе результатов экспериментальных исследований выявить закономерности влияния различных факторов на интенсивность теплоотдачи, после чего внести коррекцию в имеющиеся критериальные уравнения, которые являются ключевыми расчетными соотношениями при определении площади теплообменной поверхности аппарата.

На рис.1 представлена схема экспериментальной установки [1], работающей на воде, основными элементами которой являются: два пластинчатых теплообменника 9, 10 емкость 1 с циркуляционной водой подогреваемой тэнами 12 и блоками управления 3, расходомер 4 для горячей воды и ротаметр 8 для холодной, дифманометр 13. Кроме того, для измерения температуры теплоносителей трубопроводы препарированы термомпарами, места заделки которых обозначены на схеме точками 11. Емкость 1 снабжена мерным стеклом 2. Оба пластинчатых теплообменника, характеристики которых представлены в таблице 1, имеют одинаковую теплопередающую поверхность  $0,5 \text{ м}^2$ .

Питание установки горячей водой осуществляется по закрытому циркуляционному контуру забором воды нагретой тэнами из бака и возвратом ее в этот же бак после прохождения теплообменников. Расход горячей воды измеряется крыльчатый расходомером 4. Циркуляционная вода обеспечивается электроприводным питательным насосом 5, который позволяет подавать воду с тремя фиксированными расходами.

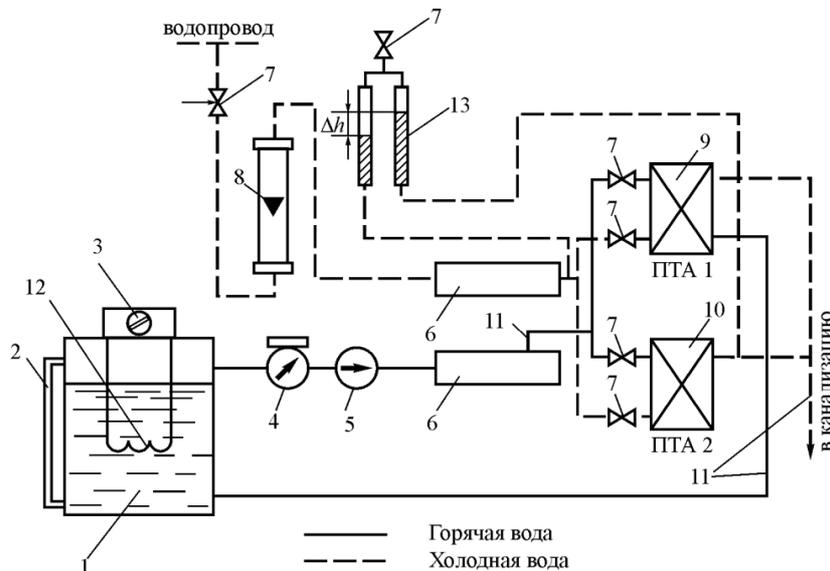


Рисунок 1 – Схема экспериментальной установки

Холодная вода подается из водопроводной сети по открытому циркуляционному циклу, со сбросом в канализацию.

Расход холодной воды регулируется задвижкой 14 и контролируется ротаметром 8.

Потеря напора на преодоление гидравлического сопротивления в теплообменниках измеряется дифференциальным манометром 13.

Рабочие параметры установки выбраны таким образом, что обеспечивают точность измерения потери напора не превышающую 1,5 %.

Поскольку работа насоса не некоторых режимах может быть неустойчивой, а также во избежание влияния возможных пульсаций в водопроводной сети, перед вводом воды в теплообменники установлены выравнивающие коллекторы 6.

Температура теплоносителей на входе и выходе из теплообменников контролируется хромель-копелевыми термомпарами. Предусмотрено также дублирование показаний термопар с помощью лабораторных термометров. Конструктивные характеристики пластинчатого теплообменника представлены в таблице 1

Для расчета теплопередачи в ПТА экспериментально определяются следующие параметры:

Расход нагреваемого теплоносителя (холодная вода)  $G_x$ , кг/с.

Температуры нагреваемого теплоносителя на входе и выходе из ПТА  $t_{нар1}$  и  $t_{нар2}$ .

Температуры греющего теплоносителя на входе и выходе из ПТА  $t_{гр1}$  и  $t_{гр2}$ .

Таблица 1 – Конструктивные характеристики ПТА

Наименование	Теплообменник
	МЗ-FG, Альфа-Лаваль
1. Площадь теплопередающей поверхности, $m^2$	0,5
2. Тип аппарата	разборный
3. Количество пластин, шт.	16
4. Эквивалентный диаметр, $d_э$ , м	0,0038
5. Площадь поперечного сечения канала, $f_{кон}$ , $m^2$	0.0002
6. Материал прокладки	ЕРДМ
7. Тип гофр	синусоидальные
8. Масса теплообменника, кг	28
9. Приведенная длина пластины, $L_{пр}$ , м	0,35

Обработка экспериментальных данных осуществлялась по методу описанному в [4].

При отыскании коэффициента теплоотдачи практический интерес представляет оценка погрешности вносимой измерениями температур и расчета теплового потока  $Q$ . При этом площадь теплопередающей поверхности  $F_{m.o.}$  известна точно.

При проведении экспериментов непосредственно проводились измерения температуры теплоносителей на входе и выходе из теплообменников, а также расход нагреваемой воды. Греющий теплоноситель подавался насосом, обеспечивающим три фиксированных режима, погрешность которых определялась паспортными данными насоса.

Измерение температур осуществляли термопарами путем последовательного опроса термопар с передачей сигнала на цифровой милливольтметр. Показания термопар дублировались лабораторными ртутными термометрами (ГОСТ 9177–74) с диапазоном шкалы 0–50 и 50–100 °С и ценой деления 0,1 °С. Поэтому при обработке результатов случайной погрешностью пренебрегаем. Допускаемую погрешность измерения температуры оцениваем величиной  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ .

Измерения осуществлялись после выхода теплообменника на установившийся режим работы, который определяли по температурам на выходе из теплообменника. Тепловой поток  $Q$  рассчитывается по уравнению теплового баланса, и, таким образом, также определяется точностью измерения температур теплоносителя на входе и выходе из теплообменника. Потери теплового потока можно оценить величиной 2...4 %.

Следует считать, что погрешность измерения температуры определяется инструментальной погрешностью, т.е.

$$\xi = \xi_{\text{и}}$$

При этом методической и личной погрешностью пренебрегаем, поскольку измерения температуры проводились двумя средствами измерений. С учетом цены деления предел допускаемой погрешности термометров составляет  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$ . Дублирующее средство измерения – хромелькопелевые термопары диаметром 0,3 мм и пределом измерения 400 °С имеют предел допускаемых отклонений температуры, определяемой по термо-ЭДС,  $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$  [1], что как видно, грубее термометров, однако позволяет автоматизировать измерения.

С учетом изложенного, максимальную абсолютную погрешность определения температуры можно оценить величиной  $0,2^{\circ}\text{C}$  при измерении температуры термометрами и величиной  $2,5^{\circ}\text{C}$  при измерении температуры термопарами.

Максимальная погрешность, вносимая разностью температур при определении теплового потока  $Q$ , оценивается для измерений термометрами величиной  $0,4^{\circ}\text{C}$  и термопарами  $5^{\circ}\text{C}$ , что выражается соответственно погрешностью  $Q$ , оцениваемой в 0,5 % и 6 %. Таким образом, оценка погрешности при определении теплового потока  $Q$  с учетом рассеяния теплоты в окружающую среду определяется диапазоном  $\pm (3,5...5,5)$  % при измерении температуры термометрами, и  $\pm (9...11)$  % – термопарами.

На основе разработанного критериально-структурного метода [4] выполнялась обработка экспериментальных данных, полученных в ходе тепловых испытаний пластинчатых теплообменников. При этом, на основе полученных первичных данных рассчитывали значения чисел Рейнольдса и Прандтля для соответствующих определяющих температур. После чего определяли значения показателей степени  $m$ ,  $n$  и константы  $C$ . Имея набор критериальных уравнений, полученных в одних условиях, но с разными значениями ТФХ, далее определяли показатель степени при числе Прандтля как функцию числа Прандтля, поскольку именно оно и является безразмерным числом, характеризующим теплофизические свойства теплоносителя.

В результате осуществления этой процедуры получили критериальное уравнение в виде

$$\text{Nu} = 0,143 \text{Re}^{0,73} \text{Pr}^{0,33 + \exp\left(\frac{3,4}{\text{Pr} + 30}\right)}$$

Как видно, показатель степени числа Прандтля носит экспоненциальный характер, что согласуется с выводами теоретического анализа, выполненного во втором разделе настоящего исследования. В то же время видно, что коэффициент  $C = 0,143$  больше, чем эти значения для критериальных уравнений подобных пластин [2], где он изменяется при турбулентном режиме движения для пластин различной геометрической формы в диапазоне от 0,065 до 0,1, и больше чем для плоской пластины ( $C = 0,033$ ).

#### Литература

1. Анипко О.Б., Арсеньева О.П., Капустенко П.А. Экспериментальная установка для тепловых и гидравлических испытаний пластинчатых теплообменных аппаратов./ Труды Одесской национальной академии пищевых технологий. Одесса, ОНАПТ, 2003, № 25., С. 74–79.
2. Кулиниченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам. Киев. Техника. 1990.– 165 с.
3. Кошкин В.К., Калинин Э.К. Теплообменные аппараты и теплоносители. М., Машиностроение, 1971. – 200 с.
4. Анипко О.Б., Бабич Н.И. Критериально-структурный метод и особенности экспериментального исследования теплообмена для критериального уравнения интенсивности теплоотдачи. // Интегрированные технологии и энергосбережение. 2013, № 3, С. 3–7.

#### Bibliography (transliterated)

1. Anipko O.B., Arseneva O.P., Kapustenko P.A. Eksperimentalnaya ustanovka dlya teplovyih i gidravlicheskih ispytaniy plastinchatyih teploobmennyih apparatov. Trudy Odesskoy natsionalnoy akademii pischevyih tehnologiy. Odessa, ONAPT, 2003, # 25., p. 74–79.
2. Kulinichenko V.R. Spravochnik po teploobmennyim raschetam. Kiev. Tehnika. 1990.– 165 p.
3. Koshkin V.K., Kalinin E.K. Teploobmennyie apparaty i teplonositeli. M., Mashinostroenie, 1971. – 200 p.
4. Anipko O.B., Babich N.I. Kriterialno-strukturnyy metod i osobennosti eksperimentalnogo issledovaniya teploobmena dlya kriterialnogo uravneniya intensivnosti teplootdachi. Integrirovannyye tehnologii i energosberezhenie. 2013, # 3, p. 3–7.

УДК 629.01

Демірський А.В., Бабич М.І.

#### **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВІДАЧІ ГОФРОВАНОЇ ПОВЕРХНІ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛОБМІННИКА**

Отримано критеріальне рівняння, що дозволяє оцінити інтенсивність тепловіддачі теплопередаючої поверхні.

Demirskyy A., Babich M.

**EXPERIMENTAL STUDY HEAT CORRUGATED SURFACE PLATE HEAT EXCHANGER**

Obtained criterion equations to evaluate the intensity of heat transfer heat-transfer surface.

УДК 623.522

Муленко А.О.

**ПРАКТИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОРРЕКЦИИ МЕРОПРИЯТИЙ,  
СВЯЗАННЫХ С ЭКСПЛУАТАЦИЕЙ АВТОМАТИЧЕСКОГО СТРЕЛКОВОГО  
ОРУЖИЯ ПРИ ПРИМЕНЕНИИ БОЕПРИПАСОВ ПОСЛЕГАРАНТИЙНЫХ  
СРОКОВ ХРАНЕНИЯ**

Опыт боевого применения оружия показывает, что оно не может получить признания, если не обеспечивает необходимой надежности действия.

Надежность действия оружия представляет собой совокупность свойств, характеризующих безотказность работы оружия, живучесть его и неуязвимость в бою.

Исследования [1, 2] эксплуатации разнообразных видов ствольного оружия показывают, что на износ канала ствола влияет ряд факторов, в том числе состояние порохового заряда. При длительной эксплуатации в пороховых зарядах, применяемых в боеприпасах к стрелковому оружию, происходят различные физико-химические изменения. Они негативно влияют на баллистические свойства порохов, которые могут измениться настолько, что применение боеприпасов по прямому назначению становится невозможным.

Анализ исследований [3, 4] позволяет прогнозировать ухудшение живучести стволов стрелкового оружия при применении боеприпасов длительных сроков хранения.

Это послужило основанием для проведения комплекса научно-исследовательских работ по выявлению закономерностей изменения показателей внутренней баллистики и их влияние на изменение интенсивности износа ствола и элементов автоматики стрелкового оружия при стрельбе боеприпасами послегарантийных сроков хранения.

Основные задачи, которые были поставлены перед проведением исследований состояли в следующем:

- определение основных факторов, влияющих на интенсивность износа ствола и элементов автоматики стрелкового оружия при использовании боеприпасов послегарантийных сроков эксплуатации;
- определение интенсивности изменения качественного состояния стволов и элементов автоматики стрелкового оружия в результате использования боеприпасов, находящихся на послегарантийных этапах эксплуатации;
- коррекция ранее установленных закономерностей изменения начальной скорости пули ( $V_0$ ) стрелкового оружия от сроков эксплуатации боеприпасов;
- разработка практических предложений (рекомендаций) по вопросам эксплуатации стрелкового оружия при использовании боеприпасов послегарантийных сроков хранения.

В результате комплексного теоретического и экспериментального исследований, результаты которых изложены в работах [4–8], установлено влияние параметров внутренней баллистики на ствол и элементы конструкции автоматического стрелкового оружия при применении боеприпасов послегарантийных сроков хранения, а именно:

- повышенная интенсивность износа ствола;

– состояние ствола, при котором начальная скорость пули падает ниже отметки, являющейся показателем 5-ти процентного снижения  $V_0$ , наступает при настреле из него ~ 6000 выстрелов;

– несмотря на одинаковые технические условия на изготовление, одни и те же стволы различно воспринимают воздействие повышенного давления в канале ствола и изменение закона трения в паре “ствол-пуля”;

– кроме ствола установлена повышенная термическая эрозия газовой трубки и стенок газоотводного отверстия;

– показатели частоты утыканий патрона и осечек при стрельбе превышают нормативно установленные значения.

В этой связи практически важным представляется:

1. Разработка рекомендаций по коррекции руководящих документов, а также эксплуатационной документации автоматического стрелкового оружия при применении боеприпасов послегарантийных сроков хранения:

– Устав внутренней службы Вооруженных Сил Украины – изменения в сроках контроля должностными лицами за состоянием оружия;

– приказы МО, МВД, которые регламентируют сроки и порядок проведения осмотров, обслуживания и ремонта стрелкового оружия;

– инструкция о порядке категорирования ракетно-артиллерийского вооружения [9] – изменения в показателях, являющихся основанием для перевода ствола в 5-ю (браковочную) категорию:

– “уменьшение начальной скорости пули до 5 %” [9];

– “значительное ухудшение кучности боя по сравнению с табличными показателями в 2,5 раза” [9];

– наставления по стрелковому делу образцов стрелкового оружия – изменения в порядке и сроках проведения осмотров и обслуживания стрелкового оружия.

2. Точка перегиба функции изменения начальной скорости пули определена в ~ 6800 выстрелов (рис. 1) [8]. Учитывая, что при проведении экспериментальной части применялся умеренный режим эксплуатации (режим стрельбы определялся учебными задачами, решаемыми курсантами мотострелковых подразделений – равномерный, короткими очередями без перегрева стволов), контроль показателя  $V_0$  должен осуществляться при приближении к величине настрела из ствола ~ 6800 выстрелов. В противном случае будет невозможно прицельными приспособлениями или в целом исходными установками стрельбы компенсировать снижение начальной скорости.

3. Разработка рекомендаций по контролю состояния элементов автоматики и газового тракта.

4. Разработка рекомендаций по расширению номенклатуры ЗИП и ремонтных комплектов, находящихся в ремонтных мастерских воинских частей.

4.1. “Точка перегиба” для всех стволов, контролируемых в ходе эксперимента – 6000 выстрелов. После этого начинается падение начальной скорости пули. С учетом того, что режим стрельбы – равномерный, без перегрева стволов, одиночными выстрелами, боеприпасами одной партии, рекомендуется при достижении настрела стволом 5500 выстрелов провести контроль  $V_0$  и состояния ствола соответствующими методиками и калибрами.

После настрела рекомендуется контролировать стволы, эксплуатирующиеся с боеприпасами послегарантийных сроков хранения не выборочно, а каждый ствол, с учетом того, что при достижении количества выстрелов 5000–6000, наблюдаются различные изменения в каналах стволов в виду различий в технологии производства.

4.2. Рекомендации по коррекции снижения начальной скорости пули, вызванное расстрелом ствола и старением боеприпасов.

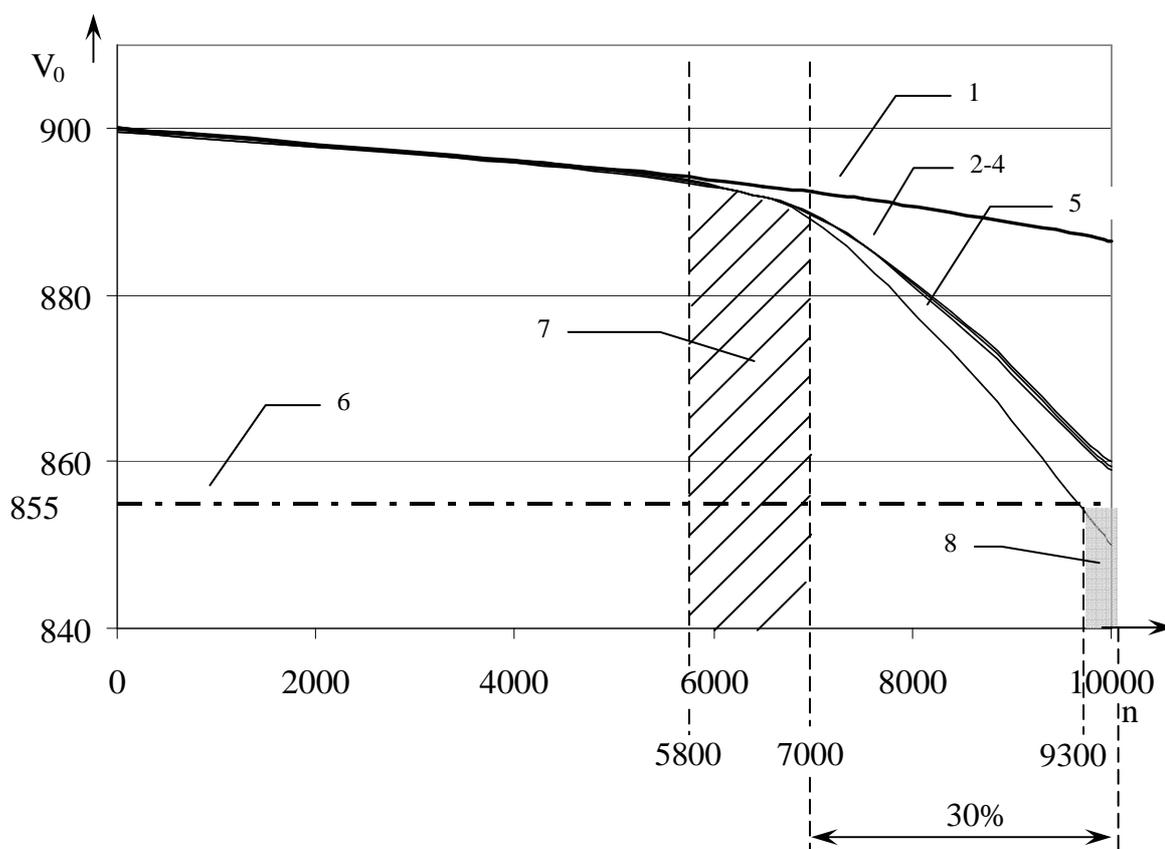


Рисунок 1 – Изменение средних значений начальных скоростей пуль в зависимости от ресурса стволов

1 – график изменения  $V_0$  при применении нормальных боеприпасов; 2–5 – графики изменения  $V_0$  автоматов, применяемых в эксперименте; 6 – линия максимально допустимой величины падения  $V_0$  для используемых автоматов; 7 – область начала более интенсивного изменения  $V_0$ ; 8 – трудно-прогнозируемый интервал износа ствола

Учитывая, что процесс выстрела является физически единым, в конечном итоге, измеряя начальную скорость пули невозможно определить влияние на ее изменение старением боеприпасов или износом ствола.

Чтобы оценить процентное влияние на изменение  $V_0$  ствола и боеприпаса, необходимо:

- провести контрольную стрельбу по определению  $V_0$  из 5,45-мм баллистического ствола боеприпасами с геронтологическими изменениями;
- провести контрольную стрельбу по определению  $V_0$  из расстрелянного ствола боеприпасами с геронтологическими изменениями.

По разнице полученных результатов можно понять влияние величины износа ствола и старение боеприпаса.

Проведение таких экспериментов для войск и для массового оружия, каким является стрелковое оружие, является нецелесообразным, поскольку важен сам эффект падения  $V_0$ . Для контроля ствола имеются различные принадлежности и инструменты, поэтому практически важно общее снижение  $V_0$ , так как стареет и ствол и боеприпас.

С учетом вышеизложенного целесообразно:

– в диапазоне до 6000 выстрелов при применении боеприпасов послегарантийных сроков хранения возможна коррекция изменения  $V_0$  путем внесения изменений в прицельные приспособления;

– при падении  $V_0$  на величину более 5 % необходима проверка боеприпасов для решения вопроса о дальнейшем их использовании.

#### 4.3. Рекомендации по контролю состояния элементов автоматики.

Учитывая, что в ходе экспериментальных исследований было установлено проявление и влияние высокотемпературной эрозии ввиду высокого давления, кроме контроля ствола необходимо контролировать состояние газового тракта для предотвращения прогара его элементов.

При повышении давления увеличиваются скорости движения звеньев автоматики оружия.

Во избежание отказов и задержек при стрельбе необходимо визуально осматривать элементы автоматики для выявления наклепа, трещин, сколов. При их появлении соответствующие элементы заменять.

С учетом этого необходимо пересмотреть нормы обеспечения ремонтных органов запасными частями с изменением как их количественного состава так и расширением номенклатуры запасных частей и механизмов (полный комплект автоматики, газовая трубка).

Таким образом, вышеизложенные предложения могут дать возможность привести вопросы эксплуатации стрелкового оружия в соответствие с имеющейся в Украине материальной частью, а также лечь в основу руководящих документов, которые будут регламентировать эксплуатацию автоматического стрелкового оружия в условиях применения боеприпасов послегарантийных сроков хранения.

### Литература

1. Анипко О.Б. Проблемные задачи исследования геронтологического изменения порохового заряда реактивного двигателя твердого топлива снарядов реактивных бомбометных установок и экспериментальные данные для их решения / О.Б. Анипко, А.А. Больших // Интегровані технології та енергозбереження. Х.: Национальний технічний університет "ХПИ". – 2013. – №2. – С. 70–73.

2. Особливості характеристик внутрішньої балістики порохових зарядів боеприпасів, які знаходяться за межами гарантійних строків зберігання : [навч.-метод. посібн. для вищ. навч. закл.] / О.Б. Аніпко, І.Ю. Бірюков, Д.С. Баулін, В.І. Воробйов. – Х.: Акад. внутрішніх військ МВС України, 2008. – 40 с.

3. Живучість гладких і нарезних стволів при використанні боеприпасів послегарантийних сроков хранения / [Анипко О.Б., Бусяк Ю.М., Гончаренко П.Д., Хайков В.Л.]. – Севастополь: Акад. ВМС им. П.С. Нахимова, 2012. – 198 с.

4. Оцінка живучості ствольних систем озброєння при використанні боеприпасів довготривалих термінів зберігання [Текст] : звіт про НДР / Акад. внутрішніх військ МВС України; керівн. О.Б. Аніпко; викон. : Д.С. Баулін [та ін.]. – Х., 2010. – 51 с.

5. Анипко О.Б. Внутренняя баллистика ствольных систем при применении боеприпасов длительных сроков хранения / О.Б. Анипко, Ю.М. Бусяк. – Х.: Акад. внутрішніх військ МВС України, 2010. – 129 с.

6. Анипко О.Б. Проблема живучести стволів стрелкового оружия при применении боеприпасов послегарантийных сроков хранения / О.Б. Анипко, А.О. Муленко,

Д.С. Баулин, А.Д. Черкашин // Интегровані технології та енергозбереження. Х.: Национальный технический университет “ХПИ”. – 2010. – №3. – С. 80–83.

7. Анипко О.Б. Коррекция зависимости начальной скорости пули 7,62-мм винтовочного патрона по результатам экспериментальных стрельб / О.Б. Анипко, А.О. Муленко, Д.С. Баулин, С.П. Хань // Интегровані технології та енергозбереження. Х.: Национальный технический университет “ХПИ”. – 2012. – №2. – С. 21–23.

8. Анипко О.Б. Экспериментальное исследование износа ствола 5,45 мм автомата Калашникова АК-74 при стрельбе боеприпасами длительных сроков хранения / О.Б. Анипко, А.О. Муленко, Д.С. Баулин // Интегровані технології та енергозбереження. Х.: Национальный технический университет “ХПИ”. – 2013. – №2. – С. 121–125.

9. Інструкція про порядок категорювання ракетно-артилерійського озброєння. Наказ МО України від 11.01.1913 № 19, – К.: 2013. – 127 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Anipko O.B. Problemnyie zadachi issledovaniya gerontologicheskogo izmeneniya porohovogo zaryada reaktivnogo dvigatelya tverdogo topliva snaryadov reaktivnyih bombometnyih ustanovok i eksperimentalnyie dannye dlya ih resheniya O.B. Anipko, A.A. Bolshih Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. H.: Natsionalnyiy tehnicheskiy universitet “HPI”. – 2013. – #2. – p. 70–73.

2. Osoblivosti karakteristik vnutrishnoyi balistiki porohovih zaryadiv boeprispasiv, yaki znahodyatsya za mezhami garantiynih strokiv zberigannya : [navch.-metod. poslbn. dlya visch. navch. zakl.] O.B. Anipko, I.Yu. Biryukov, D.S. Baulin, V.I. Vorobyov. – H.: Akad. vnutrishnih viysk MVS Ukraini, 2008. – 40 p.

3. Zhivuchest gladkih i nareznyih stvolov pri primeneni boeprispasov posle-garantiynih strokov hraneniya [Anipko O.B., Busyak Yu.M., Goncharenko P.D., Haykov V.L.]. – Sevastopol: Akad. VMS im. P.S. Nahimova, 2012. – 198 p.

4. Otsinka zhivuchosti stvolnih sistem ozbroennya pri vikoristanni boeprispasiv dovgotrivalih terminiv zberigannya [Tekst] : zvit pro NDR Akad. vnutrishnih viysk MVS Ukraini; kerivn. O.B. Anipko; vikon. : D.S. Baulin [ta in.]. – H., 2010. – 51 p.

5. Anipko O.B. Vnutrennyaya ballistika stvolnyih sistem pri primeneni boeprispasov dlitelnyih strokov hraneniya O.B. Anipko, Yu.M. Busyak. – H.: Akad. vnutrishnih viysk MVS Ukraini, 2010. – 129 p.

6. Anipko O.B. Problema zhivuchesti stvolov strelkovogo oruzhiya pri primeneni boeprispasov poslegarantiynih strokov hraneniya O.B. Anipko, A.O. Mulenko, D.S. Baulin, A.D. Cherkashin Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. H.: Natsionalnyiy tehnicheskiy universitet “HPI”. – 2010. – #3. – p. 80–83.

7. Anipko O.B. Korrektsiya zavisimosti nachalnoy skorosti puli 7,62-mm vintovochnogo patrona po rezultatam eksperimentalnyih strelb O.B. Anipko, A.O. Mulenko, D.S. Baulin, S.P. Han Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. H.: Natsionalnyiy tehnicheskiy universitet “HPI”. – 2012. – #2. – p. 21–23.

8. Anipko O.B. Eksperimentalnoe issledovanie iznosa stvola 5,45 mm avtomata Kalashnikova AK-74 pri strelbe boeprispasami dlitelnyih strokov hraneniya O.B. Anipko, A.O. Mulenko, D.S. Baulin Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya. H.: Natsionalnyiy tehnicheskiy universitet “HPI”. – 2013. – #2. – p. 121–125.

9. Instruktziya pro poryadok kategoruvannya raketno-artileriyskogo ozbroennya. Nakaz MO Ukraini vid 11.01.1913 # 19, – K.: 2013. – 127 p.

УДК 623.522

Муленко О.О.

**ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО КОРЕКЦІЇ ЗАХОДІВ, ПОВ'ЯЗАНИХ З  
ЕКСПЛУАТАЦІЄЮ АВТОМАТИЧНОЇ СТРІЛЕЦЬКОЇ ЗБРОЇ ПРИ  
ЗАСТОСУВАННІ БОЄПРИПАСІВ ПІСЛЯ ГАРАНТІЙНИХ СТРОКІВ  
ЗБЕРІГАННЯ**

У статті представлені рекомендації щодо практичного застосування результатів теоретичного і експериментального дослідження для удосконалення експлуатації автоматичної стрілецької зброї при застосуванні боєприпасів після гарантійних строків зберігання.

Mulenko A.O.

**PRACTICAL RECOMMENDATIONS FOR CORRECTION ACTIONS RELATED  
TO USE AUTOMATIC SMALL ARMS AMMUNITION IN APPLYING AFTER  
WARRANTY PERIOD OF STORAGE**

The article presents recommendations for the practical application of the results of theoretical and experimental studies to improve the operation of automatic small arms ammunition when applying post-warranty periods of storage.

## **КРИТЕРИИ ВЫБОРА СОСТАВА ПОКАЗАТЕЛЕЙ РЕМОНТОПРИГОДНОСТИ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ВОДООТВЕДЕНИЯ**

Задача управления свойством ремонтпригодности любой технической системы требует решения проблемы выбора множества показателей. Количественные характеристики показателей ремонтпригодности, как и других показателей надежности, являются случайными величинами. Поэтому для их определения привлекается математический аппарат теории вероятностей, математической статистики и теории массового обслуживания [1].

### **Классификация показателей ремонтпригодности**

Устанавливаемые для конкретных видов систем водоснабжения и водоотведения условий эксплуатации показатели ремонтпригодности должны удовлетворять ряду требований, в том числе:

обеспечивать возможность их количественного задания и определения статистическими методами на этапах создания, испытаний и эксплуатации систем ВК;

- позволять оценивать наиболее существенные факторы, характеризующие приспособленность изделий к ремонту и техническому обслуживанию, и быть чувствительными к их изменению.
- обеспечивать возможность проведения сравнительной оценки однотипных конструкций систем водоснабжения и водоотведения, работающих в различных организационно-технических условиях эксплуатации;
- позволять проводить сравнительную оценку конструктивных элементов различного типа, предназначенных для выполнения одинаковых функций и работающих в одинаковых организационно-технических условиях;
- обеспечивать возможность их использования при определении комплексных показателей, характеризующих качество и надежность технических устройств и систем [3].

В зависимости от характера решаемых задач и предъявляемых к показателям ремонтпригодности требований, они могут быть классифицированы по следующим признакам: в зависимости от их важности (основные – нормируемые, дополнительные – не нормируемые), в зависимости от вида оцениваемого свойства (собственно ремонтпригодности, технологичности при обслуживании и технологичности при ремонте), в зависимости от оцениваемой стороны ремонтпригодности (оперативные и экономические) и в зависимости от вида (единичные и комплексные) [2, 6].

Основные показатели характеризуют приспособленность конструкции системы водоснабжения и водоотведения или ее отдельных частей к техническому обслуживанию и ремонту в соответствии с требованиями технического задания на проектирование или технических условий на изготовление.

Дополнительные показатели характеризуют менее существенные свойства конструкции систем водоснабжения и водоотведения и отдельные факторы ремонтпригодности.

Показатели собственно ремонтпригодности характеризуют комплексную приспособленность конструкции системы водоснабжения и водоотведения к профилактическим и восстановительным работам.

Показатели технологичности при обслуживании характеризуют приспособленность конструкции систем водоснабжения и водоотведения к работам, выполняемым при ее техническом обслуживании.

Показатели технологичности при ремонте характеризуют приспособленность конструкции систем водоснабжения и водоотведения или ее отдельных частей к работам, осуществляемым при ремонте.

Оперативные показатели характеризуют время или вероятность пребывания системы водоснабжения и водоотведения в неработоспособном состоянии в связи с проведением технического обслуживания и ремонтов за рассматриваемый период эксплуатации [5].

Экономические показатели характеризуют затраты труда и денежных средств на осуществление мероприятий, связанных с техническим обслуживанием и ремонтом.

Единичные показатели характеризуют какое-либо одно свойство или сторону ремонтпригодности [2].

### **Основные показатели ремонтпригодности**

Основные показатели ремонтпригодности должны задаваться в техническом задании на проектирование и оцениваться при разработке конструкции и изготовлении сетей и сооружений водоснабжения и водоотведения, в процессе их испытаний и эксплуатации.

Исходя из типов конструктивных элементов, оборудования и агрегатов систем водоснабжения и водоотведения, характера выполняемых отдельными участками функций и других факторов, основное внимание при определении состава показателей ремонтпригодности и их оценке надо уделять показателям собственно ремонтпригодности, технологичности при техническом обслуживании и при ремонте или различным сочетаниям этих трех показателей [10].

### **Показатели собственно ремонтпригодности**

К числу показателей собственно ремонтпригодности относятся как оперативные показатели – единичные (среднее время восстановления, вероятность восстановления в заданное время, интенсивность восстановления), так и экономические показатели (средние и удельные затраты труда и денежных средств на техническое обслуживание и ремонт). Сюда же относятся комплексные показатели надежности это коэффициент готовности и коэффициент технического использования.

Среднее время восстановления  $T_g$  – это математическое ожидание времени восстановления работоспособного состояния объекта после отказа и определяется по формуле [7]:

$$T_g = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m t_{gi}, \quad (1)$$

где  $t_{gi}$  – время устранения  $i$ -го отказа,  $m$  – количество отказов, наблюдаемых в процессе испытаний или эксплуатации.

Вероятность восстановления – вероятность того, что время восстановления объекта будет меньше времени, т.е. не превысит заданного  $P_g(t) = P(t_g \leq t)$ , где  $t$  – заданное время восстановления.

Вероятность восстановления конструкций сетей и сооружений систем ВК в заданный момент времени  $t$  вычисляется по формуле [7]:

$$P_g(t) = \int_0^t f_g(\tau) d\tau. \quad (2)$$

Статистическое значение вероятности восстановления определяется по формуле [7]

$$P_g^*(t) = 1 - \frac{n_g(t + \Delta t)}{N_g(t + \Delta t)}, \quad (3)$$

где  $n_g(t + \Delta t)$  – число устройств, не восстановленных за промежуток времени от  $t$  до  $t + \Delta t$ ;  $N_g(t + \Delta t)$  – общее число устройств, подлежащих восстановлению за этот же интервал времени.

Часто в качестве показателя ремонтпригодности используется интенсивность восстановления  $\mu(t)$ , которая характеризует вероятность восстановления работоспособности элементов системы водоснабжения и водоотведения в единицу времени, при условии, что до этого момента времени восстановление не произошло.

При известных законах распределения времени восстановления значение  $\mu(t)$  определяется по формуле [7]:

$$\mu(t) = \frac{f_g(t)}{1 - F_g(t)}, \quad (4)$$

где  $F_g(t)$  – функция распределения времени восстановления.

По статистическим данным значение интенсивности восстановления определяется по формуле [7]:

$$\mu^*(t) = \frac{m_g(t + \Delta t)}{n_g(t) \cdot \Delta t}, \quad (5)$$

где  $\Delta t$  – рассматриваемый промежуток времени,  $m_g(t + \Delta t)$  – число восстановлений в интервале от  $t$  до  $t + \Delta t$ ,  $n_g(t)$  – число не восстановленных устройств на момент времени  $t$ .

Для оценки оперативной стороны ремонтпригодности, кроме приведенных показателей, используются также комплексные показатели, наиболее широкое распространение среди которых, получили коэффициент готовности и коэффициент технического использования. Коэффициент готовности  $K_T$  – вероятность того, что изделие будет работоспособно в произвольно выбранный момент времени, кроме периодов времени выполнения планового технического обслуживания [5].

В стационарном (установившемся) режиме эксплуатации и при любом виде закона распределения времени работы между отказами и времени восстановления коэффициент готовности определяется по формуле [5]:

$$K_T = \frac{T}{T + T_g}, \quad (6)$$

где  $T$  – наработка на отказ.

Вид этой характеристики показывает, что надежность систем водоснабжения и водоотведения является функцией не только их безотказности, но и ремонтпригодности.

Другой важной характеристикой ремонтпригодности является коэффициент технического использования  $K_{ТИ}$ , который представляет собой отношение времени работы системы за некоторый период эксплуатации к сумме этого времени работы и времени всех простоев, вызванных устранением отказов, техническим обслуживанием и ремонтами за тот же период [9].

Коэффициент технического использования определяется по формуле:

$$K_{ТИ} = \frac{t_p}{t_p + t_{рем} + t_{ТО} + t_в}, \quad (7)$$

где  $t_p$  – суммарная наработка изделия в рассматриваемый промежуток времени,  $t_{рем}, t_{ТО}, t_в$  – соответственно суммарное время, затраченное на ремонт, техническое обслуживание и восстановление за тот же период времени.

К числу экономических показателей ремонтпригодности, являющихся комплексными [7], относятся:

- средние затраты денежных средств на техническое обслуживание и ремонты –  $C_{ТОиР}$ ;
- средние затраты труда на техническое обслуживание и ремонты –  $T_{Т,ТОиР}$ ;
- суммарные затраты денежных средств на техническое обслуживание и ремонт –  $C_{\Sigma}$ ;
- суммарные затраты труда на техническое обслуживание и ремонт –  $T_{Т,\Sigma}$ ;
- удельные затраты средств на техническое обслуживание и ремонт –  $C_{\Sigma}^*$ ;
- удельные затраты труда на техническое обслуживание и ремонт –  $T_{Т,\Sigma}^*$ .

В зависимости от решаемой задачи эти показатели могут быть использованы и для оценки только приспособленности системы ВК к техническому обслуживанию или к ремонту.

Средние затраты денежных средств и труда на техническое обслуживание и ремонт определяются по зависимостям, аналогичным для среднего времени восстановления.

Зависимость для определения суммарных затрат на техническое обслуживание и ремонт рассмотрим на примере затрат труда. В этом случае

$$T_{Т,\Sigma} = \sum_{i=1}^{k_{ТО}} n_{ТОi} \cdot T_{Т,ТОi} + \sum_{i=1}^{k_p} n_{pi} \cdot T_{Т,ремi}, \quad (8)$$

где  $k_{ТО}$  и  $k_p$  – число видов технического обслуживания и ремонта, установленных для рассматриваемого вида конструкций систем;  $n_{ТОi}$  и  $n_{pi}$  – число обслуживаний и ремонтов рассматриваемого вида за период эксплуатации  $t_{\Sigma}$ ;  $T_{Т,ТОi}$  и  $T_{Т,ремi}$  – средняя трудоемкость обслуживания и ремонта. Значения  $n$  и  $T_T$  определяются расчетным путем и по статистическим данным.

Удельные затраты труда определяются по формуле:

$$T_{T,\Sigma}^* = \frac{T_{T,\Sigma}}{S}, \quad (9)$$

где  $S$  – срок эксплуатации конструкций систем водоснабжения и водоотведения в годах или единицах наработки за рассматриваемый период эксплуатации  $t_{\text{э}}$ .

Показатели технологичности конструкций систем водоснабжения и водоотведения при обслуживании определяют затраты времени, труда и денежных средств на ее техническое обслуживание в процессе эксплуатации [2].

Наиболее распространенными показателями технологичности при обслуживании являются оперативные показатели: среднее время проведения  $i$ -го вида технического обслуживания, и вероятность проведения технического обслуживания  $i$ -го вида в заданное время; экономические показатели: средняя, суммарная и удельная трудоемкость технического обслуживания и средняя, суммарная и удельная стоимость технического обслуживания [3].

Среднее время проведения  $i$ -го вида технического обслуживания определяется по формуле, аналогичной формуле для оценки среднего времени восстановления конструкций систем водоснабжения и водоотведения:

$$T_{TOi} = M[t_{TOi}] = \int_0^{\infty} t_{TOi} \cdot f_{TOi}(t) dt, \quad (10)$$

где  $t_{TOi}$  – случайное время технического обслуживания  $i$ -го вида;  $f_{TOi}(t)$  – плотность вероятности времени технического обслуживания.

Вероятность проведения технического обслуживания  $i$ -го вида в заданное время определяется по формуле:

$$P_{TOi}(t) = \int_0^{\infty} f_{TOi}(t) dt. \quad (11)$$

Средняя трудоемкость  $T_{TOi}$  и средняя стоимость  $C_{TOi}$  технического обслуживания  $i$ -го вида определяются по аналогичным формулам. Статистические их значения определяются по формулам (на примере трудоемкости)

$$T_{T,TOi}^* = \frac{1}{n_{Ti}} \sum_{j=1}^{n_{Ti}} T_{T,TOi,j}. \quad (12)$$

Суммарная трудоемкость технического обслуживания всех видов за период эксплуатации  $t_{\text{э}}$  равна:

$$T_{T,TO,\Sigma} = \sum_{i=1}^{k_{TO}} n_{TOi} \cdot T_{T,TOi}. \quad (13)$$

Удельная трудоемкость технического обслуживания определяется из соотношения:

$$T_{T,TO,\Sigma}^{**} = \frac{T_{T,TO,\Sigma}}{S}. \quad (14)$$

По аналогичным зависимостям определяются значения  $C_{TO,\Sigma}$ ,  $C_{TO,\Sigma}^*$ .

### **Показатели технологичности конструктивных элементов систем водоснабжения и водоотведения при ремонте**

Эти показатели относятся как к системам водоснабжения и водоотведения в целом, так и к ее составным частям.

Показателями технологичности при ремонте являются:

а) оперативные показатели: среднее время ремонта  $i$ -го вида  $T_{реми}$ ; вероятность проведения ремонта  $i$ -го вида в заданное время  $P_{реми}(t)$ ;

б) экономические показатели: средняя трудоемкость ремонта  $i$ -го вида  $T_{T,реми}$ ; средняя стоимость ремонта  $i$ -го вида  $C_{реми}$ ; суммарная трудоемкость  $T_{T,реми\Sigma}$  и суммарная стоимость ремонта  $C_{реми\Sigma}$ ; удельная трудоемкость  $T_{T,реми\Sigma}^{**}$  и удельная стоимость ремонта  $C_{реми\Sigma}^{**}$ .

Для определения значений этих показателей используются зависимости, аналогичные принятым для показателей технического обслуживания.

### **Дополнительные показатели ремонтпригодности**

Дополнительные показатели позволяют более полно охарактеризовать как экономическую, так и оперативную стороны ремонтпригодности, а также использовать их как управляемые переменные при обеспечении свойства ремонтпригодности.

Применение дополнительных показателей позволяет проводить [1]:

- технико-экономический анализ конструкции на всех этапах ее создания;
- оценку приспособленности конструкций сетей и сооружений водоснабжения и водоотведения к принятой системе технического обслуживания и ремонта;
- оценку влияния отдельных свойств конструкции и внешних факторов на ремонтпригодность систем водоснабжения и водоотведения;
- построение математической модели для управления свойством ремонтпригодности.

В зависимости от типа конструкции систем водоснабжения и водоотведения и состава влияющих факторов, меняется состав дополнительных показателей ремонтпригодности. Рассмотрим один из примеров классификации дополнительных показателей:

1. Первая группа показателей, характеризует общее совершенство конструкции – здесь имеется в виду не только совершенство конструкции как объекта эксплуатации, обслуживания и ремонта, но и как объекта производства. К этой группе показателей относятся: коэффициент применяемости конструктивных элементов; коэффициент унификации (показывает, какая часть из использованных в изделии деталей является унифицированной); коэффициент конструктивной преемственности; коэффициент взаимозаменяемости; коэффициент кратности технического обслуживания и сроков службы конструктивных элементов; коэффициент кратности сроков службы элементов.

2. Вторая группа показателей, характеризует преимущественно приспособленность конструкции машин к техническому обслуживанию и ремонту. К таким показателям относятся, в первую очередь, показатели доступности, легкосъемности и контро-

лепригодности. Возможны два способа установления показателей оценки контролепригодности. Первым способом устанавливаются некоторые комплексные показатели, охватывающие различные стороны этого свойства. В качестве таких показателей могут использоваться коэффициенты: общей контролепригодности; коэффициент приспособленности конструкции к  $i$ -методу контроля (визуально, с применением технических средств встроенного или сервисного контроля и т. п.); коэффициент контролепригодности; коэффициент доступности; коэффициент легкоъемности агрегатов и конструктивных элементов.

3. Третья группа показателей, характеризует преимущественно совершенство конструкции с точки зрения ее приспособленности к применению прогрессивных организационно-технических форм и методов технического обслуживания и ремонта. Наиболее распространенными показателями третьей группы являются: коэффициент восстановления ресурса при ремонте; коэффициент применяемости  $i$ -го вида ремонта (ремонт регулировкой, ремонт заменой и т.д.).

Рассмотренные группы дополнительных показателей и их состав не исчерпывают всего многообразия показателей этих групп. В зависимости от особенностей систем водоснабжения и водоотведения и условий их эксплуатации, состав показателей и их классификация могут изменяться.

**Выводы.** Выбор состава показателей ремонтпригодности конструктивных элементов систем водоснабжения и водоотведения, установление их количественных значений, как правило, представляет собой сложную технико-экономическую задачу. Эти трудности обусловлены комплексным характером решаемой задачи, а также большим разнообразием выполняемых машинами функций, режимов их использования, условий эксплуатации и ремонта, разнообразием характеристик, применяемых для оценки эффективности использования. Не менее важное влияние на решение вопроса оказывает экстремальный характер задачи. В этом случае показатели ремонтпригодности рассматриваются или в виде параметров оптимизации (целевой функции), или как ограничения. В связи с этим, при определении показателей ремонтпригодности и надежности конструктивных элементов, оборудования и агрегатов систем водоснабжения и водоотведения, необходим комплексный, многосторонний подход, позволяющий оценить и предусмотреть все факторы эксплуатации различных систем водоснабжения и водоотведения. В дальнейших работах будут более детально рассмотрены факторы, определяющие дополнительные показатели ремонтпригодности и надежности систем водоснабжения и водоотведения.

#### Литература

1. Салиев Э.И. Оценка влияния показателей ремонтпригодности систем водоснабжения и водоотведения на их технико-экономические показатели / Э.И. Салиев, И.В. Николенко, Э.У. Гаффарова // Науковий вісник будівництва. – Харків: Харківський національний університет будівництва та архітектури. – 2012. – №69. – С. 296–302.

2. Энергосбережение при применении современного оборудования и методов очистки для биологической очистки городских сточных вод // С. Эпоян, В. Атаманчук, Ю. Штонда, А. Зубко // MOTROL – 2009. – №13С. – С. 5–10.

3. Ильин Ю.А. Показатели надежности трубопроводов водопроводной сети. В кн.: "Вопросы надежности систем водоснабжения" // Ю. А. Ильин / Сб. трудов МИСИ, 1978. – № 170. – С. 61–69.

4. Стан водопостачання та водовідведення в Україні / М.М. Гіроль, О.А. Ткачук, Г.М. Семчук та ін. // Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури. – 2005. – № 19. – С. 3–9.
5. Салиев Э.И. Анализ состояния системы водоснабжения и водоотведения и качество, как основное свойство / Э.И. Салиев, И.В. Николенко, Э.У. Гаффарова // Научный вестник строительства. – Харьков: Харьковский национальный университет строительства та архитектуры. – 2012. – № 71. – С. 285–298.
6. Асоціація водопровідно-каналізаційного господарства України. Щодо стану та проблем функціонування водопровідно-каналізаційного господарства України за підсумками роботи у 2006–2007 роках // Вісник Академії будівництва України. – К.: АБУ. – 2008. – № 18. – С. 183–189.
7. Салиев Э.И. Параметры надежности системы водоснабжения и канализации, ремонтпригодность как главное свойство надежности / Э.И. Салиев // Научный вестник строительства. – Харьков: Харьковский национальный университет строительства та архитектуры. – 2012. – № 70. – С. 285–297.
8. Гіроль М.М. Ефективність систем водопостачання України як фактор національної безпеки держави / М.М. Гіроль, Г.М. Семчук // Надзвичайна ситуація. – 2001. – № 5. – С. 10.
9. Салиев Э.И. Влияние ремонтпригодности на надежность систем водоснабжения / Э.И. Салиев, И.В. Николенко, Э.У. Гаффарова // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета, технические науки. – г. Симферополь НИЦ КИПУ. – 2012. – №36. – С. 43–49.
10. Салиев Э.И. Направление усовершенствования систем водоснабжения и водоотведения с целью обеспечения рационального использования природных ресурсов Крыма / Э.И. Салиев // Научный вестник строительства. – Харьков: Академія будівництва України. – 2011. – № 63. – С. 461–470.

## Bibliography (transliterated)

1. Saliev E.I. Otsenka vliyaniya pokazateley remontprigodnosti sistem vodosnabzheniya i vodootvedeniya na ih tehniko-ekonomicheskie pokazateli E.I. Saliev, I.V. Nikolenko, E.U. Gaffarova Nauchovy visnik budivnitstva. – Harkiv: Harkivskiy natsionalniy universitet budivnitstva ta arhitekturi. – 2012. – #69. – p. 296–302.
2. Energoberezhnie pri primenenii sovremennogo oborudovaniya i metodov ochistki dlya biologicheskoy ochistki gorodskih stochnyih vod S. Epoyan, V. Atamanchuk, Yu. Shtonda, A. Zubko MOTROL – 2009. – #13 p. – p. 5–10.
3. Ilin Yu.A. Pokazateli nadezhnosti truboprovodov vodoprovodnoy seti. V kn.: "Voprosy nadezhnosti sistem vodosnabzheniya" Yu. A. Ilin Sb. trudov MISI, 1978. – # 170. – p. 61–69.
4. Stan vodopostachannya ta vodovidvedennya v Ukrayini M.M. Girol, O.A. Tkachuk, G.M. Semchuk ta in. Visnik Odeskoyi derzhavnoyi akademiyi budivnitstva ta arhitekturi. – 2005. – # 19. – p. 3–9.
5. Saliev E.I. Analiz sostoyaniya sistemyi vodosnabzheniya i vodootvedeniya i kachestvo, kak osnovnoe svoystvo E.I. Saliev, I.V. Nikolenko, E.U. Gaffarova Nauchovy visnik budivnitstva. – Harkiv: Harkivskiy natsionalniy universitet budivnitstva ta arhitekturi. – 2012. – # 71. – p. 285–298.
6. Asotsiatsiya vodoprovodno-kanalizatsiyynogo gospodarstva Ukrayini. Schodo stanu ta problem funktsionuvannya vodoprovodno-kanalizatsiyynogo gospodarstva Ukrayini za

pidsumkami roboti u 2006–2007 rokah Visnik Akademiya budivnitstva Ukrayini. – K.: ABU. – 2008. – # 18. – p. 183–189.

7. Saliev E.I. Parametry nadezhnosti systemy vodosnabzheniya i kanalizatsii, remontoprignodnost kak glavnoe svoystvo nadezhnosti E.I. Saliev Naukoviy visnik budivnitstva. – Harkiv: Harkivskiy natsionalniy universitet budivnitstva ta arhitekturi. – 2012. – # 70. – p. 285–297.

8. Girol M.M. Efektivnist sistem vodopostachannya Ukrayini yak faktor natsionalnoyi bezpeki derzhavi M.M. Girol, G.M. Semchuk Nadzvichayna situatsiya. – 2001. – # 5. – p. 10.

9. Saliev E.I. Vliyanie remontoprignodnosti na nadezhnost sistem vodosnabzheniya E.I. Saliev, I.V. Nikolenko, E.U. Gaffarova Uchenyie zapiski Kryimskogo inzhenerno-pedagogichnogo universiteta, tehnicheckie nauki. – g. Simferopol NITs KIPU. – 2012. – #36. – p. 43–49.

10. Saliev E.I. Napravlenie usovershenstvovaniya sistem vodosnabzheniya i vodootvedeniya s tselyu obespecheniya ratsionalnogo ispolzovaniya prirodnyih resursov Kryima E.I. Saliev Naukoviy visnik budivnitstva. – Harkiv: Akademiya budivnitstva Ukrayini. – 2011. – # 63. – p. 461–470.

УДК 628.1-2

Салієв Е.І.

### **КРИТЕРІЇ ВИБОРУ СКЛАДУ ПОКАЗНИКІВ РЕМОНТОПРИДАТНОСТІ СИСТЕМ ВОДОПОСТОЧАННЯ ТА ВОДОВІДВЕДЕННЯ**

У статті розглянуті класифікація і основні показники ремонтпридатності конструктивних елементів, устаткування і агрегатів систем водопостачання і водовідведення, наведені розрахунки основних показників і коефіцієнти технічного використання, а також визначені додаткові показники і коефіцієнти ремонтпридатності.

Saliev E.I.

### **SELECTION CRITERION OF THE MAINTAINABILITY INDICATORS COMPOSITION OF THE WATER SUPPLY AND SANITATION SYSTEMS**

This article discusses the classification and main indicators of the maintainability of the structural elements of the equipment and components of systems of water supply and sanitation, calculations of key indicators and ratios technical usage, and also identified additional indicators and factors of maintainability.