

## ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПРОМИВНОЇ РІДИНИ ВНУТРІШНЬОЮ ПОВЕРХНЕЮ КАМЕРИ ДЕГАЗАТОРА ГІДРОЦИКЛОННОГО ТИПУ

<sup>1</sup>В.М.Вакалюк, <sup>1</sup>М.М.Лях, <sup>1</sup>Я.В.Солоничний, <sup>2</sup>Е.В.Юр'єв, <sup>1</sup>Р.П.Фурса

<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,  
e-mail: public@nung.edu.ua

<sup>2</sup>НВО "Вертекс", м. Краснодар, вул. Тургенева, 131/1 тел./факс: +7 86 127 900 48,  
e-mail: separators@mail.ru

Для досягнення високої ефективності роботи дегазаторів гідроциклонного типу під час дегазації промивної рідини необхідно здійснити правильний вибір їх параметрів і режимів роботи. Проведено теоретичне дослідження руху промивної рідини всередині камери дегазатора гідроциклонного типу за результатами яких можливо здійснити підбір оптимальних розмірів камери дегазатора і режимів руху газорідної суміші, що забезпечить максимальний ефект дегазації.

Ключові слова: циркуляційна система бурової установки, дегазатор, гідроциклон, промивна рідина, газорідна суміш, дегазація, газосепаратор

Для достижения высокой эффективности работы дегазаторов гидроциклонного типа при дегазации промывочной жидкости необходимо осуществлять правильный выбор его параметров и режимов работы. Проведено теоретическое исследование движения промывочной жидкости внутри камеры дегазатора гидроциклонного типа, по результатам которого возможно осуществить выбор оптимальных размеров камеры дегазатора и режимов движения газожидкостной смеси, что обеспечит максимальный эффект дегазации.

Ключевые слова: циркуляционная система буровой установки, дегазатор, гидроциклон, промывочная жидкость, газожидкостная смесь, дегазация, газосепаратор

For achievement of high efficiency of work of decontaminators of gidrotsiclone type during degassing of washing liquid it is necessary to carry out the correct choice of parameters and modes of decontaminator. Therefore theoretical research of motion of washing liquid in the middle of chamber of decontaminator of gidrotsiclone type is conducted in work, the results of which allow to pick up the optimum sizes of chamber of decontaminator and modes of motion of gaz and liquid mixture, that will provide the maximal effect of degassing.

Keywords: circulation system of the boring setting, decontaminator, gidrotsiclone, washing liquid, gaz and liquid mixture, degassing, gazoseparator

Насичення промивної рідини газом, який потрапляє із пласта в свердловину внаслідок фільтрації і дифузії, а також внаслідок захоплення повітря під час її руху циркуляційною системою, призводить до погіршення її технологічних властивостей (зменшення густини, збільшення в'язкості і статичної напруги зсуву), що за певних умов може значно ускладнювати процес буріння свердловини. Тому важливого значення набуває розроблення ефективних методів відновлення нормального стану промивного розчину шляхом його дегазації. Застосування сепараторів для дегазації розчинів (дегазаторів) дає змогу оперативно відділити газ від промивної рідини, а також забезпечити відновлення її структурних властивостей (густини, в'язкості, статичної напруги), що забезпечує нормальний режим циркуляції промивної рідини і покращує умови буріння [1].

На сьогодні особливої актуальності набуває розроблення схеми розробка і дослідження роботи дегазаторів гідроциклонного типу, які можуть стати дуже перспективними внаслідок їх високої ефективності. Одним із основних елементів цих пристроїв є циліндричної форми камера, внутрішньою поверхнею якої під дією відцентрової сили і сили тяжіння рухається струмина промивної рідини, що поступає сюди

через насадок. Дослідження руху промивної рідини через насадок [2] свідчить, що останній може ефективно виконувати функцію руйнування структури і дегазації промивної рідини.

Авторами проведено теоретичне дослідження руху промивної рідини внутрішньою циліндричною поверхнею камери дегазатора і виведені рівняння, за якими можливо здійснити підбір оптимальних розмірів і режимів руху рідини в ній.

Для отриманих рівнянь, що встановлюють зв'язок між характеристиками рідини та параметрами її руху в камері, розглядається струмина рідини, що поступає в камеру крізь насадок з отвором прямокутної форми шириною  $b$  і висотою  $d_1$  та рухається внутрішнім боком циліндричної поверхні радіусом  $R$ , обмеженої перерізами 1-1 і 2-2 (рис. 1). При цьому вважається, що стаціонарний режим руху промивної рідини встановився.

Тоді момент кількості руху відносно центру кривизни поверхні (точка  $O$ ), що вноситься у виділену струмину частинками промивної рідини за невеликий проміжок часу  $\Delta t$  через переріз 1-1, рівний:

$$L_1 = m_1 \cdot v_1 \cdot R = Q_{m1} \cdot \Delta t \cdot v_1 \cdot R, \quad (1)$$

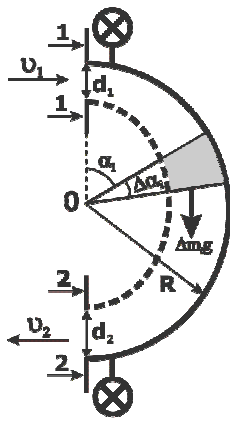


Рисунок 1 – Принципова схема камери дегазатора і руху рідини в ній

а момент кількості руху, що виноситься з струмини через переріз 2-2, рівний:

$$L_2 = m_2 \cdot v_2 \cdot R = Q_{m2} \cdot \Delta t \cdot v_2 \cdot R. \quad (2)$$

Крім того, слід врахувати, що частина газу між перерізами 1-1 і 2-2 виділяється з промивної рідини під дією відцентрової сили, тому момент кількості руху частини газу, який вноситься із струминою крізь переріз 1-1 і рівний:

$$L_1 = K_r \cdot m_g \cdot v_1 \cdot R = K_r \cdot Q_{m1} \cdot \Delta t \cdot v_1 \cdot R, \quad (3)$$

не виноситься крізь переріз 2-2. Тут  $K_r$  – частка газу, яка виділяється із рідини, що рухається між перерізами 1-1 і 2-2;  $Q_{m1}$  – масова витрата газу. Зміна моменту кількості руху струмини за час  $\Delta t$  згідно з основним рівнянням динаміки обертового руху рівна:

$$\frac{\Delta L}{\Delta t} = M_{тяж} - M_{тр}, \quad (4)$$

де:  $M_{тяж}$  – момент сили тяжіння, що діє на частинки струмини відносно точки O;

$M_{тр}$  – момент сили тертя. Для знаходження  $M_{тяж}$  розіб'ємо струмину на елементарні об'єми з елементарними масами  $\Delta m_i$ . Тоді

$$M_{тяж} = \lim_{\Delta m \rightarrow 0} \sum_{i=1}^N \Delta m_i \cdot g \cdot R \cdot \sin \alpha_i = \int_0^{\pi} g \cdot R \cdot \sin \alpha \cdot dm = g \cdot R^2 \cdot b \cdot \rho \cdot d \cdot \int_0^{\pi} \sin \alpha \cdot d\alpha = 2 \cdot g \cdot R^2 \cdot b \cdot \rho \cdot d, \quad (5)$$

де:  $\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ ,  $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$  – усереднені значення густини і товщини струмини промивної рідини відповідно;  $b$  – ширина струмини. Момент сили тертя знайдемо, виходячи із того, що під час руху промивної рідини внутрішньою поверхнею циліндричної стінки утворюється ядро струмини з незруйнованою структурою, а між ядром і стінкою утворюється тонкий градієнтний шар, напруги в якому більші, ніж в ядрі (більші ніж  $\theta$ ), а швидкості – менші, ніж швидкість ядра.

Для того, щоб структура була зруйнована повністю, необхідно, щоб існувала можливість виникнення значних градієнтів швидкості під час руху рідини під дією відцентрової сили, чого у випадку малої товщини струмини рухомої рідини досягти неможливо (окрім тонкого шару поблизу стінки), оскільки, як показано в [3] для ньютонівських рідин, що рухаються під дією відцентрової сили,

$$v(r) = \frac{const}{r^n},$$

де показник степені  $n$  залежить від числа Рейнольдса і змінюється в межах від 0.3 до 0.9. Отже, градієнт швидкості  $dv/dr$  при  $r \approx R$  набуває мізерних значень, які недостатні для того, щоб виникали напруги між шарами рідини більші, ніж  $\theta$ , які б руйнували структуру. З врахуванням вищеприведених міркувань, для моменту сили тертя отримаємо:

$$M_{тр} = \pi \cdot R^2 \cdot b \cdot \theta, \quad (6)$$

де  $\theta$  – статична напруга зсуву.

Підставивши вирази (1), (2), (4) і (5) в формулу (3), і врахувавши, що  $Q_{m1} = \rho_1 \cdot b \cdot d_1 \cdot v_1$ ,  $Q_{m2} = \rho_2 \cdot b \cdot d_2 \cdot v_2$ ,  $Q_{m1} = \rho_g \cdot b \cdot d_1 \cdot v_1$ , отримаємо рівняння:

$$\rho_2 \cdot d_2 \cdot v_2^2 - \rho_1 \cdot d_1 \cdot v_1^2 + K_r \cdot \rho_g \cdot d_1 \cdot v_1^2 = (\pi \cdot \theta - 2 \cdot g \cdot \rho \cdot d) \cdot R. \quad (7)$$

Рівняння (7) пов'язує густину промивної рідини з швидкістю її руху у входному і вихідному перерізах струмини. Це рівняння можна також використати для експериментального визначення частки газу  $K_r$ , що виділяється під час руху промивної рідини в камері дегазатора, доповнивши його ще одним рівнянням. Для цього визначимо тиск, який чинить елемент шару рухомої рідини на стінку, або на інший шар, розташований ближче до стінки. Нехай площа елемента  $S$ , а його товщина  $\Delta r$ . Якщо він рухається з швидкістю  $v$  по колу радіусом  $r$ , то на нього діє відцентрова сила:

$$F = \frac{\Delta m \cdot v^2}{r}, \quad (8)$$

де  $\Delta m = \rho \cdot S \cdot \Delta r$  – маса елемента шару рухомої рідини. Тоді тиск, що чинить цей елемент на стінку або сусідній шар, що знаходиться ближче до стінки, рівний:

$$\Delta p = \frac{F}{S} = \frac{\rho \cdot S \cdot \Delta r \cdot v^2}{S \cdot r} = \frac{\rho \cdot v^2 \cdot \Delta r}{r}. \quad (9)$$

Формулу (9) можна використовувати під час дослідження руху струмини невеликої товщини  $d$  внутрішньою стінкою циліндричної поверхні радіусом  $R \gg d$  для різних перерізів. Отже, додаткові тиски в перерізах 1-1 і 2-2 на стінку, що обумовлені рухом струмини рідини по півколу, відповідно рівні:

$$\Delta p_1 = \frac{\rho_1 \cdot v_1^2 \cdot d_1}{R}, \quad \Delta p_2 = \frac{\rho_2 \cdot v_2^2 \cdot d_2}{R}. \quad (10)$$

Підставивши формули (10) в рівняння (7) і прийнявши в першому наближенні  $d \approx d_1$  і  $\rho \approx \rho_1 \approx (1 - k_v) \cdot \rho_p$ , отримаємо:

$$K_{\Gamma} = \frac{(\Delta p_1 - \Delta p_2 + \pi \cdot \theta - 2 \cdot g \cdot \rho_p \cdot (1 - k_v)) \cdot R}{\rho_{\Gamma} \cdot d_1 \cdot v_1^2}, \quad (11)$$

де:  $k_v$  – об'ємний вміст газу в рідині, що поступає в камеру дегазатора;  $\rho_{\Gamma}$  – густина газу;  $\rho_p$  – густина рідини без вмісту газу.

Формула (11) дає змогу за виміряною експериментально різницею тисків у верхній і нижній частинах камери дегазатора і початковими параметрами руху та характеристиками рідини визначити частку газу, що виділяється з рідини під час її руху в камері.

Промивна рідина, яка подається в дегазатор, насичена бульбашками газу різного діаметра. Якщо рідина нерухома, або рухається рівномірно і прямолінійно в полі сили тяжіння, то на бульбашки сферичної форми, що знаходяться всередині рідини, діє виштовхувальна сила:

$$F'_A = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D^3 \cdot (\rho_p - \rho_{\Gamma}) \cdot g, \quad (12)$$

де:  $D$  – діаметр бульбашки;  $\rho_p$  – густина промивної рідини (глинистого розчину);  $\rho_{\Gamma}$  – густина газу, який насичує промивну рідину;  $g=9.8 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння.

Максимальна сила, яку утримує бульбашки в глинистому розчині, визначається формулою [4]:

$$R = k \cdot \pi \cdot \theta \cdot D^2, \quad (13)$$

де:  $\theta$  – статична напруга зсуву розчину;  $k$  – коефіцієнт, що враховує розподіл напруги в розчині на поверхні кулі. Прирівнюючи рівняння (12) і (13), і враховуючи те, що  $\rho_r/\rho_p \ll 1$ , можна отримати максимальне значення діаметра бульбашки, яку утримує даний глинистий розчин:

$$D'_{\max} = \frac{6 \cdot \theta \cdot k}{\rho_p \cdot g}. \quad (14)$$

Коли промивна рідина рухається внутрішнім боком циліндричної поверхні радіусом  $R$  з швидкістю  $v$ , то на її частинки діє відцентрова сила. Внаслідок дії цієї сили на бульбашки газу, що містяться в промивній рідині, буде діяти виштовхувальна сила:

$$F_A = \frac{1}{6} \cdot D^3 \cdot (\rho_p - \rho_{\Gamma}) \cdot \frac{v^2}{R}. \quad (15)$$

Тоді, аналогічно, із (13) і (15) впливає, що максимальне значення діаметру бульбашки, яку буде утримувати розчин, що рухається по колій траєкторії рівне:

$$D_{\max} = \frac{6 \cdot \theta \cdot k \cdot R}{\rho_p \cdot v^2}. \quad (16)$$

Можна наближено оцінити величину мінімального граничного діаметра  $D_{\Gamma p}$  тих бульбашок, які встигають вийти на поверхню за час руху елемента об'єму промивної рідини по внутрішньому боці циліндричної поверхні. Коли виштовхувальна сила перевищує силу, що утримує бульбашку в рідині, то вона отримує деяке початкове прискорення, направлене перпендикулярно вгору до поверхні рідини. Його можна визначити з формули:

$$\begin{aligned} \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \rho_p \cdot \frac{v^2}{R} - \pi \cdot k \cdot \theta \cdot D^2 = \\ = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D^3 \cdot \rho_{\Gamma} \cdot a, \end{aligned}$$

звідки

$$a = \frac{1}{\rho_{\Gamma}} \cdot \left( \frac{\rho_p \cdot v^2}{R} - \frac{6 \cdot k \cdot \theta}{D} \right), \quad (17)$$

де:  $\rho_{\Gamma}$  – густина газу в бульбашках;  $\rho_p$  – густина промивної рідини без газу;  $v$  – усереднена швидкість руху елемента об'єму промивної рідини по всьому шляху руху;  $D$  – діаметр бульбашки.

Якщо припустити, що це прискорення незмінне на всьому шляху бульбашки в камері і середня товщина струмини рухомої рідини рівна  $d$ , то  $a=2d/t^2$ , де  $t=\pi R/v$  – середній час руху частинок промивної рідини по півколу під дією відцентрової сили, тобто:

$$a = \frac{2 \cdot d \cdot v^2}{\pi^2 \cdot R^2}. \quad (18)$$

Співставляючи (17) і (18), можна отримати формулу для визначення мінімального граничного діаметра бульбашки, що зможе подолати відстань  $d$  за час її руху півколом:

$$D_{\Gamma p} = \frac{6 \cdot k \cdot \theta \cdot R}{v^2 \cdot \left( \rho_p - \frac{2 \cdot d \cdot \rho_{\Gamma}}{\pi^2 \cdot R} \right)} = \frac{D_{\max}}{1 - \frac{2 \cdot d \cdot \rho_{\Gamma}}{\pi \cdot R \cdot \rho_p}}, \quad (19)$$

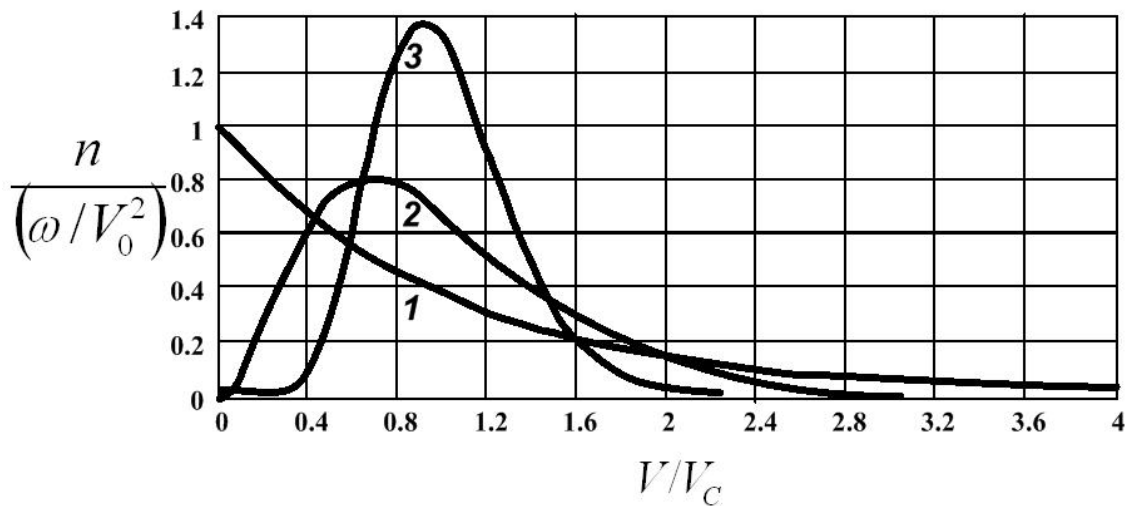
де  $D_{\max}$  – максимальний діаметр бульбашки, яку зможе утримувати рідина, що перебуває під дією відцентрової сили необмежений час.

Оскільки  $\rho_r/\rho_p \ll 1$  і  $d/R \ll 1$ , то із (19) випливає, що  $D_{\Gamma p} \approx D_{\max}$ . Це означає, що майже всі бульбашки, в елементі об'єму рідини, діаметр яких  $D > D_{\max}$ , встигають вийти на поверхню за час його руху по внутрішній поверхні камери дегазатора під дією відцентрової сили. Цей результат цілком зрозумілий. Якісно його можна отримати з тих міркувань, що чим більша швидкість руху рідини по внутрішній стороні циліндричної поверхні, тим менший час дії на бульбашки виштовхувальної сили, але тим більша її величина, а, значить, більша величина прискорення і середньої швидкості руху бульбашки до поверхні.

Для дослідження ефективності процесу дегазації у разі проходження промивної рідини камери дегазатора під дією відцентрової сили припускається, що розподіл бульбашок газу в розчині по об'єму відноситься до класу гамма-розподілів [5] і має вигляд:

$$n(V) = \frac{\omega}{V_0^2} \cdot \frac{s+1}{s!} \cdot \left( \frac{V}{V_0} \right)^s \cdot \exp\left( -\frac{V}{V_0} \right), \quad (20)$$

де  $\omega$  – об'ємний вміст газової фази в суміші;  $V_0$  і  $s$  – параметри розподілу, пов'язані із середнім об'ємом  $V_c$  і дисперсією  $\sigma_1^2$  співвідношеннями:  $V_0=V_c/(s+1)$ ,  $\sigma_1=V_c/(s+1)^{1/2}$ . Розподіл (20) для різних значень  $s$  представлений на рис. 2. Оскільки час руху частинок рідини по внутрішній поверхні камери дегазатора малий,

Рисунок 2 – Розподіл бульбашок по об'ємах для різних значень  $s$ : 1–0; 2–2; 3–10

то можна вважати, що з часом вигляд розподілу не змінюється.

Для визначення середнього значення об'єму бульбашки, що входить до розподілу (20), необхідно розглянути умови перебування бульбашок в рідині. Будемо вважати, що в рухомій рідині бульбашки між собою не взаємодіють. Це припущення справедливе при не дуже великих значеннях об'ємного вмісту газової фази  $\omega$ . Для кожної газової бульбашки умова динамічної рівноваги в рідині без врахування інерції має вигляд:

$$p_{\Gamma} = p + \frac{2 \cdot \sigma}{R}, \quad (21)$$

де:  $p_{\Gamma}$  – тиск газу в середині бульбашки;  $p$  – тиск в рідині на зовнішній поверхні бульбашки;  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини;  $R$  – радіус бульбашки.

Очевидно, що в переважній більшості бульбашок, що утворилися під час руху в циркуляційній системі, газ перебуває в стані, близькому до насичення. Виходячи з цих міркувань, на основі формули (21) отримаємо вираз для визначення середнього діаметра бульбашок:

$$D_c = \frac{4 \cdot \sigma}{p_{\Gamma H} - p}, \quad (22)$$

де  $p_{\Gamma H}$  – тиск газу в стані насичення, який визначається температурою рідини.

Ефективність процесу дегазації характеризується коефіцієнтом ефективності, який в даному випадку буде мати вигляд:

$$\eta = 1 - \frac{1}{\omega} \cdot \int_0^{V_{cp}} V \cdot n(V) \cdot dV, \quad (23)$$

де

$$V_{cp} = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot D_{\max}^3 = 36 \cdot \pi \cdot \left( \frac{\theta \cdot k \cdot R}{\rho_p \cdot v^2} \right)^3. \quad (24)$$

Тут  $V_{cp}$  – граничний об'єм бульбашки, що буде утримуватися в розчині під час його руху в камері дегазатора.

Як випливає із формули (23), коефіцієнт ефективності дегазатора буде тим більшим, чим менша межа інтегрування, якою є граничний об'єм бульбашки, що описується формулою (24). Із вигляду формули (24) можна зробити якісний аналіз залежності коефіцієнта ефективності від статичної напруги зсуву, радіуса камери дегазатора, густини та швидкості руху рідини в ній. Чим менші статична напруга зсуву і радіус камери дегазатора і чим більша густина рідини і швидкість її руху, тим більший коефіцієнт ефективності, причому ці залежності дуже різкі, оскільки всі перелічені величини, що входять до виразу (24), мають високі степені. Після підстановки функції розподілу (20) в формулу (23) і нескладних перетворень для коефіцієнта ефективності отримаємо:

$$\eta = 1 - \frac{(s+1)^{(s+1)}}{s!} \cdot \int_0^{X_{cp}} x^{s+1} \cdot e^{-x \cdot (s+1)} dx, \quad (25)$$

$$\text{де } X_{cp} = \left( \frac{6 \cdot \theta \cdot k \cdot R}{\rho_p \cdot D_c \cdot v^2} \right)^3. \quad (26)$$

Середній діаметр бульбашок  $D_c$  можна визначити за формулою (22).

Отримані вище формули дають можливість кількісно досліджувати залежності ефективності дегазатора від параметрів рухомої промивної рідини для різних конкретних випадків. Як приклад, припустимо, що в камеру дегазатора поступає емульсійний глинистий розчин (0,5% каустичної соди +10% нафти) із такими характеристиками [6]: напруга зсуву –  $\theta = 21$  Па; густина рідкої фази  $\rho_p = 1280$  кг/м<sup>3</sup>; поверхневий натяг  $\sigma = 0,05$  Н/м. Тоді цей розчин може бути насичений газоповітряною сумішшю (при  $T \approx 300$  К і  $p \approx 10^5$  Па), до складу якої входять, крім метану, етан, пропан, водяна пара, критичні температури яких перевищують 300 К. Наближені оцінки при заданих параметрах величини середнього діаметра бульбашок за формулою (22) дають  $D_c \approx 10^{-4} - 10^{-5}$  м.

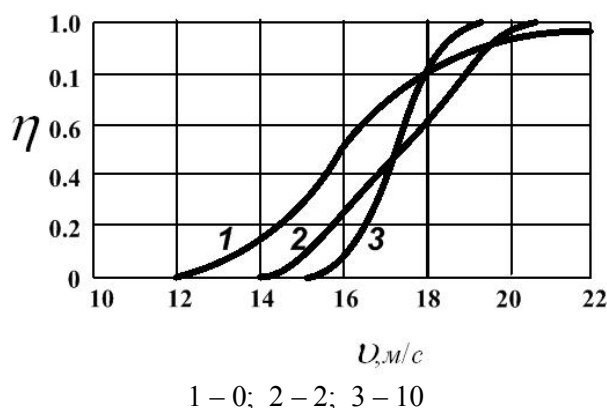


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта ефективності  $\eta$  від швидкості руху  $v$  промивної рідини при різних значеннях параметра розподілу  $s$

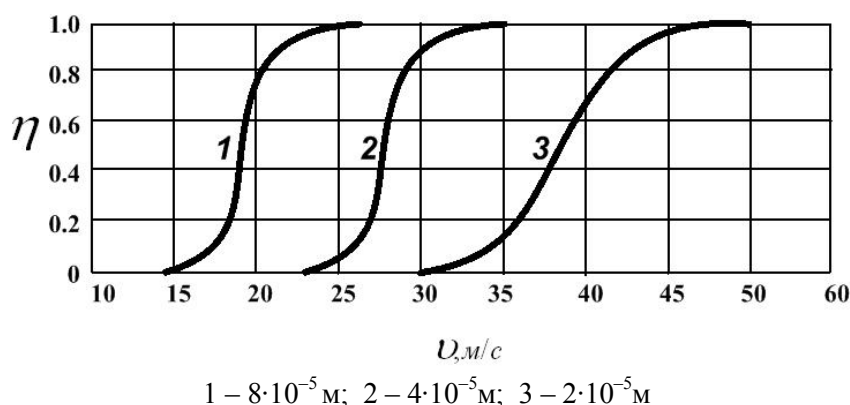


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнта ефективності  $\eta$  від швидкості руху  $v$  промивної рідини за різних значень середнього діаметра бульбашок  $D_c$

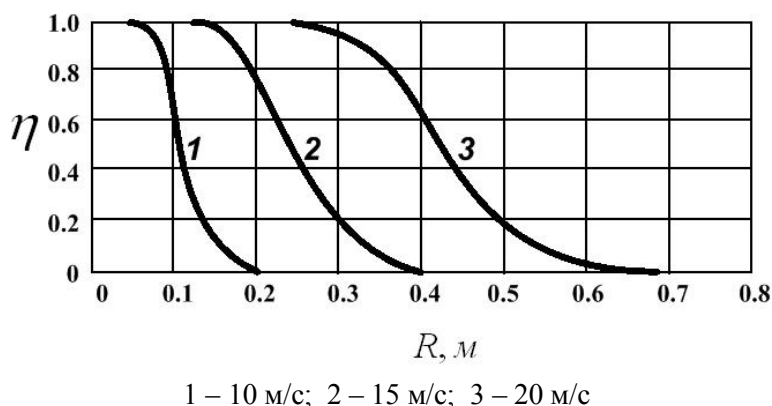


Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта ефективності  $\eta$  від величини радіуса  $R$  камери дегазатора за різних значень швидкості руху промивної рідини  $v$

На рис. 3 зображено графік залежності коефіцієнта ефективності  $\eta$  від швидкості руху промивної рідини в камері дегазатора  $v$  при  $R=0,3 \text{ м}$ ,  $k=1$ ,  $D_c=10^{-4} \text{ м}$  і різних значеннях параметра розподілу  $s$ . З цього рисунка видно, що із збільшенням параметра розподілу  $s$  стає різкішою залежність коефіцієнта ефективності від швидкості руху промивної рідини в камері дегазатора. Це можна пояснити тим, що із збільшенням  $s$  зменшується дисперсія  $\sigma_1$  бульбашок за об'ємами.

Мінімальне значення швидкості руху промивної рідини, за якого починається дегазация, дуже сильно залежить від величини середнього

діаметра бульбашок, яка визначається термодинамічними умовами, в яких перебуває рідина, і складом її газової фази. На рис. 4 зображено залежність коефіцієнта ефективності дегазации  $\eta$  від швидкості руху промивної рідини в камері дегазатора радіусом  $R=0,3 \text{ м}$  при  $s = 2$ ,  $k = 1$  і різних значеннях середнього діаметра бульбашок.

Як видно із рисунка, чим менший середній діаметр бульбашок, тим при більшій швидкості починається процес дегазации і тим більший діапазон швидкостей в межах якого зростає  $\eta$  від 0 до 1.

## Література

Цікавим є дослідження залежності коефіцієнта ефективності від величини радіуса камери дегазатора. На рис. 5 зображено залежність коефіцієнта ефективності  $\eta$  від радіуса камери  $R$  дегазатора при  $D_c=10^{-4}$  м,  $s = 2$ ,  $k = 1$  і різних значень швидкості руху  $v$  промивної рідини.

Із аналізу рис. 5 видно, що чим менший радіус камери, тим більший коефіцієнт ефективності. Це пояснюється тим, що із зменшенням радіуса збільшується відцентрова сила, яка виштовхує бульбашки з рідини. Аналіз сімейства кривих залежності коефіцієнта ефективності  $\eta$  від радіуса камери  $R$  за різних значень швидкості руху промивної рідини  $v$  дає змогу підібрати оптимальний радіус камери при якому ефективність дегазації в широкому діапазоні зміни параметрів руху рідини буде максимальною.

Таким чином, розроблена вище теорія уможливило для кожного конкретного випадку промивної рідини і складу газової фази, що насичує підбір оптимальних розмірів камери дегазатора і режиму руху рідини в ній, що забезпечить максимальний ефект дегазації, а також експериментально визначати (формула 11), яка частка газу виділиться з рідини в результаті її руху в камері.

1 Мислюк М.А. Буріння свердловин: Довідник. У 5 т. [Текст] / М.А. Мислюк, І.Й. Рибчич, Р.С. Яремійчук. – К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. – Т.2.: Промивання свердловин. Відробка доліт. – 303 с. – ISBN 966-501-034-4.

2 Вакалюк В.М. Дослідження процесу витікання промивної рідини крізь насадок сепаратора. [Текст] / В.М. Вакалюк, М.М. Лях, Я.В. Солоничний, Р.П. Фурса, Е.В. Юр'єв, О.Г. Вільчик Нафтогазова енергетика: всеукр. наук.-техн. ж-ал / Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2008. – № 2(7). – С. 52 – 56.

3 Мустафаев А.М Гидроциклоны в нефтедобывающей промышленности. [Текст] / А.М. Мустафаев, Е.М. Гутман. – М.: Недра, 1981. – 260 с.

4 Дегтев Н.И Контроль и дегазация буровых промысловых жидкостей. [Текст] / Н.И. Дегтев, А.И. Зинкевич – М.: Недра, 1978. – 151 с.

5 Синайский Э.Г.: Разделение двухфазных многокомпонентных смесей в нефтегазопромысловом оборудовании [Текст] / Э.Г. Синайский – М.: Недра, 1990. – 271 с.

6 Шищенко Р.И. Гидравлика промысловых жидкостей. [Текст] / Р.И. Шищенко, Б.И. Есьман, П.И. Кондратенко – М.: Недра, 1976. – 293 с.

*Стаття постуила в редакційну колегію  
03.08.09*

*Рекомендована до друку професором  
Копеем Б.В.*