

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ ВСМОКТУВАННЯ ПОРШНЕВИХ БУРОВИХ НАСОСІВ

М. М. Лях, В. Т. Іващенко, І. Ф. Концур, О. А. Плитус

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ. вул. Карпатська, 15;
тел. +380 (342) 72-71-47; e-mail: mechmash@nung.edu.ua*

В статті викладено результати аналітичного дослідження режимів всмоктування поршневих бурових насосів. Встановлені критерії, що характеризують процес всмоктування. Розглянуто три режими всмоктування: без кавітації, з обмеженою і розвинутою кавітацією та причини їх настання.

Ключові слова: *буровий насос, гідравлічна частина насоса, всмоктувальна лінія, циліндропоршнева пара, кавітація, колектор, газовміст.*

Характер руху рідини у всмоктувальній лінії, повнота заповнення циліндрів рідиною визначається переважно перепадом тиску в ній. Основним критерієм нормального всмоктування поршневого насоса є умова дотримання суцільності потоку рідини у всмоктувальній лінії та в циліндрі, коли тиск в циліндрі завжди більший тиску пароутворення рідини. Розрахунок всмоктувальної здатності насоса зводиться до визначення сумарних гідростатичних, гідравлічних та інерційних витрат.

Поточний тиску в циліндрі (рис. 1) визначається сумарним перепадом тиску у всмоктувальній лінії і колекторі з клапаном. При цьому перепад тиску у всмоктувальній лінії залежить від сумарного об'єму потоку і прискорення, а в колекторі і клапані – швидкістю і прискоренням поршня робочого циліндра

$$P_{\text{ц}} = P_n - \Delta P_{\Sigma} = P_n - (P_{\text{зв}} + P_{\text{зк}} + P_{\text{ів}} + P_{\text{ік}} + P_{\text{нк}}), \quad (1)$$

де: $P_n = P_{\text{нн}} + \rho g(h_e - h_{\text{ц}})$ або $P_n = P_a + \rho g(h_e - h_{\text{ц}})$ – тиск живлення; $P_{\text{нн}}$;

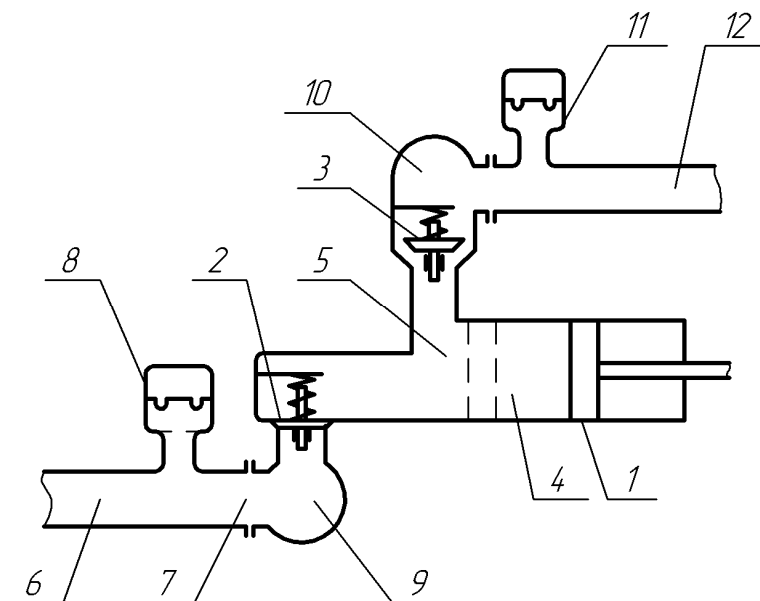
P_a – тиск нагнітання підпірного насоса і атмосферний тиск; $h_e; h_{\text{ц}}$ – рівень рідини в приймальній ємності і циліндрі;

$\Delta P_{\Sigma} = (P_{\text{зв}} + P_{\text{зк}} + P_{\text{ів}} + P_{\text{ік}} + P_{\text{нк}})$ – сумарний перепад тиску;

$P_{\text{зв}} = \left(\beta_{\text{в}} + \lambda_{\text{в}} \frac{l_{\text{в}}}{d_{\text{в}}} \right) \rho \left(\frac{Q_m^2}{2A_{\text{в}}^2} \right)$; $P_{\text{зк}} = \left(\beta_{\text{к}} + \lambda_{\text{к}} \frac{l_{\text{к}}}{d_{\text{к}}} \right) \rho \cdot 0,5 \left(\frac{\omega r A_n \sin \varphi}{A_{\text{в}}} \right)^2$ – гідравлічні втрати у всмоктувальній лінії і колекторі; $P_{\text{ів}}$ – інерційні втрати у

всмоктувальній лінії; $P_{\text{ік}} = R \omega^2 A_n \left(\frac{m_{\text{нк}}}{A_{\text{нк}}} + \rho \frac{l_{\text{в}}}{A_{\text{в}}} \right) \cos \varphi$ – інерційний пере-

пад тиску в колекторі і клапані; $P_{нк} = \frac{m_{нк}g + c_{\epsilon}(x_{ов} + x_{нк})}{A_{нк}}$ – поточне значення перепаду тиску в клапані; ρ – густина рідини; Q_m – подача рідини; $l_{\epsilon}; l_{к}; d_{\epsilon}; d_{к}; A_{\epsilon}; A_{нк}$ – відповідно довжини, діаметр і площа прохідного перерізу всмоктувальної лінії і колектора; $\varphi = \omega t$ – кут повороту кривошипа за проміжок часу t ; ω – кутова швидкість кривошипа; $\beta_{\epsilon}, \beta_{к}$ – коефіцієнти місцевого опору всмоктувальної лінії і колектора; $\lambda = r/l = 0,15...0,20$ – відношення довжини кривошипа і шатуна; A_n – площа перерізу внутрішньої частини циліндрової втулки; $m_{нк}; A_{нк}$ – маса і площа перерізу тарілки клапана; $c_{\epsilon}; x_{ов}$ – жорсткість і початкове підтискання пружини клапана; $x_{нк}$ – висота підйому тарілки клапана.



1 – робочий циліндр; 2, 3 – всмоктувальний і нагнітальний клапани; 4, 5 – робочий і шкідливий об’єми циліндра; 6, 7 – ділянки всмоктувальної лінії; 8, 11 – пневмокомпенсатори всмоктувальний і нагнітальний; 9, 10 – всмоктувальний і напірний колектори; 12 – напірна лінія

Рис. 1. Гідравлічна частина бурового насоса

Тиск в циліндрі визначається на початку циклу всмоктування, коли прискорення поршня максимальне, і в середині ходу поршня, коли швидкість його найбільша. Мінімальний тиск в циліндрі із умови запобігання кавітації повинен бути не меншим тиску пароутворення $P_{пу}$ робочої рідини

$$P_{ц} = P_n - \Delta P_{\Sigma} > P_{пу} . \tag{2}$$

Величина розрідження $P_{вс}$, яке здатний створити насос при пуску без попереднього заливання його рідиною, суттєво залежить від об'єму шкідливого простору V_o циліндра і може бути визначена за формулою

$$P_{вс} = P_a \left(1 - \frac{V_p}{V_p + V_o} \right), \quad (3)$$

де: P_a – атмосферний тиск; V_p – робочий об'єм циліндра.

Пружність робочої рідини i , внаслідок цього, запізнювання відкриття клапанів суттєво впливають на характер руху рідини у всмоктувальній лінії. В результаті запізнювання відкриття всмоктувального клапана, в циліндрі в момент зрушування тарілки клапана виникають високочастотні коливання тиску, що може викликати розрив суцільності рідини.

Значний газоміст робочої рідини може сприяти розриву суцільності потоку рідини в циліндрі.

В залежності від характеру зміни тиску в циліндрі процес всмоктування може протікати в трьох режимах: без кавітації, з обмеженою і розвинутою кавітацією.

У момент зрушування всмоктувального клапана, коли інерційні втрати мають найбільші значення, умова безкавітаційного всмоктування має вигляд

$$P_n > [P_n] = P_z + P_{zc} + P_m + P_{in} + P_{ov} + P_{ва} + P_{ny}, \quad (4)$$

де $[P_n]$ – необхідний тиск підпору із умови запобігання кавітації; P_z ; P_{zc} – гідравлічний і гідростатичний перепади тиску у всмоктувальній лінії; P_m ; P_i – інерційні перепади тиску у всмоктувальній лінії і колекторі, включаючи тарілку клапана і канали циліндра; P_{ov} – початковий перепад тиску в клапані; $P_{ва}$ – амплітуда високочастотних коливань тиску.

Високочастотні коливання швидко затухають, а через колектор і клапан починає перетікати рідина. В такому випадку умовою безкавітаційного всмоктування є співвідношення

$$P_n > [P_{ni}] = P_z + P_{zc} + P_m + P_{in} + P_{ov} + P_{zб} + P_{ny}, \quad (5)$$

де: $P_{zб}$ – поточне значення перепаду тиску в колекторі, сідлі клапана і циліндровій втулці.

Якщо у співвідношенні (4) прийняти $P_{ва} = 0$, то буде отримано загальноприйнятну умову безкавітаційного всмоктування

$$P_n > [P_{ni}] = P_z + P_{zc} + P_m + P_{in} + P_{ov} + P_{ny}. \quad (6)$$

Таким чином, отримано три співвідношення або критерії, що характеризують всмоктувальну здатність поршневого насоса. Враховуючи, що умови (5) і (6) характеризують запобігання кавітації внаслідок інер-

ційних витрат, пов'язаних з кінематикою поршнів, та гідравлічними втратами, але при цьому кавітаційні явища мають достатньо тривалий характер, сумірний з періодом руху поршня. Тому ці співвідношення можна назвати умовами запобігання розвинутої кавітації. Умова (6) взагалі виключає кавітацію, що може появитися внаслідок високочастотних (швидко затухаючих) коливальних процесів. Ця умова є критерієм безкавітаційного всмоктування.

Режим всмоктування при $P_n \leq [P_n]$, але при умові $P_n > [P_{ni}]$ і $P_n > [P_{nc}]$, в циліндрі виникають відносно нетривалі в часі кавітаційні явища. Режим цей можна назвати всмоктуванням з обмеженою кавітацією.

Отримані критерії характеризують процес всмоктування з якісної сторони, які дають відповіді про наявність або відсутність кавітації. Розглянемо усі три режими всмоктування з метою визначення поточного газовмісту в циліндрі, який може застосовуватися для кількісної характеристики кавітації.

При безкавітаційному всмоктуванні $P_n > P_{ny}$, і тому $\Gamma = \Gamma_o$, тобто поточний газовміст Γ рідини в циліндрі і об'ємний газовміст Γ_o рідини в приймальній ємності однаковий.

При всмоктуванні з обмеженою кавітацією вміст газу в циліндрі може змінюватися від Γ_o до величини номінального газовмісту Γ_n , при якому припиняється обмежена кавітація.

Таким чином, в режимі всмоктування з обмеженою кавітацією газовміст в циліндрі не перевищує Γ_n .

Розвинута кавітація може виникати як на початку циклу всмоктування із-за значних інерційних втрат при $P_n \leq [P_{ni}]$, так і в середині внаслідок гідравлічних втрат в колекторі, клапані і самому циліндрі при $P_n \leq [P_{nc}]$. Проте ці умови є тільки необхідними, а не достатніми. Кавітація настає лише в тому випадку, коли недостатній об'єм рідини із всмоктувальної лінії не компенсує в циліндрі повітря при зменшенні тиску в ньому з $P_{цo}$ до P_{ny} . Умову запобігання кавітації можна записати у вигляді

$$V_o \Gamma P_{цo} > (V_o \Gamma + \Delta V) P_{ny}. \quad (7)$$

На усталеному етапі всмоктування кавітація може спостерігатися на інтервалі повороту кривошипа від φ_{oe} до π при умові, коли недостатній об'єм рідини ΔV за поворот кривошипа від φ_1 до φ_2 не компенсується розширенням повітря в циліндрі при зміні тиску в ньому від $P_{цi} = P_{цo} - P_z - P_{in} - P_{oe}$ до P_{ny} , залишаючись більшим тиску пароутворення P_{ny} .

Виходячи із цієї умови, з врахуванням умови (7) отримано наступне співвідношення для визначення мінімального газовмісту в циліндрі, при якому кавітація не спостерігається.

$$\Gamma_z = \frac{P_{ny}}{2\gamma_k(P_{ци} - P_{ny})} \left[\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2 - \sqrt{\frac{\Delta P_z}{K_{\Sigma 6}} t} \right], \quad (8)$$

де: $\gamma_k = \sqrt{(\alpha_k + \alpha_{\lambda k})^2 + (\beta_k + \beta_{\lambda k})^2}$ – безрозмірна амплітуда пульсації подачі к-ої гармоніки; $\alpha_k; \alpha_{\lambda k}; \beta_k; \beta_{\lambda k}$ – безрозмірні амплітуди подачі; $\Delta P_z = P_n - P_z - P_{zc}$ – частина перепаду тиску, яка реалізується на гідравлічні втрати у всмоктувальній частині циліндра; $K_{\Sigma 6} = K_{64} + K_{65} + K_{66} + K_{67}$ – зведений коефіцієнт опору на ділянках всмоктувальної лінії: K_{64} – у всмоктувальному колекторі; $K_{65}; K_{66}$ – у каналах сідла і щілині клапана; K_{67} – у каналах, що з'єднують всмоктувальний клапан з циліндром; $t = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\omega}$ – тривалість кавітаційних процесів при $P_n \leq [P_{nz}]$.

При розвинутій кавітації об'ємний газовміст робочої рідини може змінюватися від Γ_o до Γ_u або Γ_z .

Таким чином, на можливість проявлення кавітаційних процесів впливає не тільки тиск підпору, а і газовміст в циліндрі.

При достатньому газовмісті в циліндрі незважаючи на дотримання необхідних умов кавітація не виникає. Крім того, в режимі з обмеженою кавітацією цикли можуть чергуватися з циклами без кавітації.

В табл. 1 наведено режими всмоктування поршневіх бурових насосів, із зазначеними необхідними і достатніми умовами (критеріями) і газовмісту в циліндрі.

Таблиця 1 Режими всмоктування насосів із самодіючими клапанами

Характеристики	Безкавітаційне всмоктування		Всмоктування з кавітацією		
			Обмеженою	Розвинутою	
Критерії всмоктування	$\Gamma_o > \Gamma_i$ і $\Gamma_o > \Gamma_z$	$P_n > [P_n]$ або $\Gamma_o > \Gamma_n$	$P_{ni} < P_n \leq [P_n]$ або $\Gamma_o \leq \Gamma_n$	$P_n \leq [P_{ni}]$ і $\Gamma_o < \Gamma_i$	$P_n \leq [P_{nz}]$ і $\Gamma_o < \Gamma_z$
Причини настання режимів	Значний газовміст	Значний підпір	Високочастотні коливальні процеси в циліндрі	Значне прискорення поршня	Значні гідравлічні втрати в блоці циліндра
Поточний розрахунковий газовміст в циліндрі	Γ_o	Γ_o	$\Gamma = \left\{ \begin{array}{l} \Gamma_n, \text{ при } \Gamma \geq \Gamma_i \\ \Gamma_n, \text{ при } \Gamma < \Gamma_n \end{array} \right\}$	$\Gamma = \left\{ \begin{array}{l} \Gamma_i, \text{ при } \Gamma < \Gamma_i \\ \Gamma_i, \text{ при } \Gamma \geq \Gamma_i \end{array} \right\}$	$\Gamma = \left\{ \begin{array}{l} \Gamma_z, \text{ при } \Gamma < \Gamma_z \\ \Gamma_z, \text{ при } \Gamma \geq \Gamma_z \end{array} \right\}$

Розрахунки показують, що всмоктування існуючих бурових насосів (двоциліндрових і трициліндрових) здійснюється в режимі із обмеженою кавітацією. Тиск підпору, необхідний для виключення кавітації, для насосів двопоршневих двосторонньої дії складає 0,2...0,3 МПа, а для насосів трипоршневих односторонньої дії – 0,6...0,7 МПа.

Відомо, що кавітація виникає при досягненні потоком граничної швидкості, коли тиск в потоці стає рівним тиску пароутворення (насичених парів). Цій швидкості відповідає граничне значення критерію кавітації.

Кавітаційний процес характеризують безрозмірним параметром (числом кавітації)

$$x = \frac{2(P - P_n)}{\rho v^2}, \quad (9)$$

де: P – гідростатичний тиск набігаючого потоку, Па; P_n – тиск насичених парів рідини при певній температурі оточуючого середовища, Па; ρ – густина рідини, кг/м^3 ; v – швидкість потоку на вході в систему, м/с.

В залежності від величини x існують чотири види потоків:

- докавітаційний – суцільний (однофазний) потік при $x > 1$;
- кавітаційний – (двофазний) потік при $x \approx 1$;
- плівковий – із стійким відокремленням кавітаційної порожнини від решти суцільного потоку (плівкова кавітація) при $x < 1$;
- суперкавітаційний – при $x \ll 1$.

Рівень кавітації вимірюють (як правило у відносних одиницях) за допомогою приладів, що називаються кавітометрами.

В процесі буріння реальна ситуація є значно складнішою, це зміна режимів роботи бурових насосів, зміна кількості хімічних речовин у складі бурового розчину та зміна температури бурового розчину.

Режим роботи бурових насосів в основному залежать від частоти ходів поршнів, від діаметрів циліндропоршневої пари, від діаметрів всмоктувальних та нагнітальних трубопроводів і геометричних розмірів колекторів.

В табл. 2 наведені основні порівняльні результати технічних показників, що впливають на кавітаційні процеси.

Компоновка насосно-циркуляційної системи бурової установки і параметри бурового насоса у більшості визначаються властивостями робочої рідини, а також особливостями конструкції самих насосів.

Збільшення густини і в'язкості робочої рідини погіршує всмоктувальну здатність та зниження об'єму подачі, підвищення газовмісту рідини збільшує нерівномірність подачі і всмоктування, знижує об'ємну подачу, а кавітаційні процеси, що виникають у гідравлічній частині бурового насоса викликають руйнування та інтенсивне зношування його робочих органів, а, відповідно, зниження ефективності їх роботи.

Таблиця 2. Технічні показники поршневих бурових насосів, що впливають на кавітаційні процеси

Параметри	НБТ-600	УНБ-600	УНБТ-800	УНБТ-950	УНБТ-1180
Потужність, кВт					
корисна	475	475	720	855	1060
приводна	600	600	800	950	1180
різниця, %	21	21	10	10	10,02
Максимальна частота ходів поршня, хв ⁻¹	135	66	135	125	125
Внутрішній діаметр циліндрових втулок, мм					
найбільший	180	200	180	180	180
найменший	120	130	130	140	140
різниця, %	33,4	35	27,8	22,3	22,3
Подача, м ³ /с					
найбільша	0,043	0,051	0,041	0,046	0,048
найменша	0,019	0,020	0,028	0,028	0,029
різниця, %	55,8	60,8	39,7	39,8	39,6
Тиск на виході, МПа					
найбільший	25	25	32	32	40
найменший	11,3	9,6	17	19	24
різниця, %	54,8	61,6	46,9	40,6	40
Діаметр трубопроводу, мм					
всмоктувального	200	275	230	230	230
нагнітального	95	110	100	100	100
різниця, %	52,5	60	56,5	56,5	56,5

Напрямки подальших досліджень потрібно пов'язувати з вирішенням наступних питань: дослідження сумісної роботи підпірних і бурових насосів; залежність об'ємної подачі від режиму всмоктування; зокрема, від поточного тиску в циліндрі при всмоктуванні; раціональний діапазон числа ходів поршня бурового насоса в залежності від умов експлуатації і конструктивних особливостей насоса.

Трипоршневі насоси односторонньої дії є швидкохідними, тому у них створюються найбільш сприятливі умови для виникнення кавітаційних явищ, що потребує наукового дослідження і оцінки впливу різних параметрів зношування – частоти навантаження, швидкості руху зношуючих елементів гідравлічної частини, тиску нагнітання і складу рідини, тобто дослідження механізмів шляхом вивчення зносостійкості складових структурних елементів.

Література

1. Ефимченко С.И. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Часть 1. Расчет и конструирование оборудования для бурения нефтяных и газовых скважин. Учебник для

- вузов / С.И.Ефимченко, А.К.Прыгаев. – М.: ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им.Губкина, 2006. – 736с.
2. Николич А.С. Поршневые буровые насосы / А.С.Николич. – М.: Недра, 1973. – 224 с.
3. Караев М.А. Гидравлика буровых насосов / М.А.Караев. – М.: Недра, 1983. – 208 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії 12.11.2015 р.
Рекомендовано до друку д.т.н. професором Артимом В.І.,
к.т.н. доцентом Тарабариним П.В.*

ANALYSIS OF BORING PUMP OPERATION MODES

M. M. Lyakh, V. T. Ivaschenko, I. F. Koncur, O. A. Plytus

Ivano-Frankivs'k National Technical University of Oil and Gas;

76019, Ivano-Frankivs'k, st. Carpats'ka, 15;

ph: +380(342)-72-71-47; e-mail: mechmash@nung.edu.ua

The results of analytic investigation of intaken operation modes of piston pumps are given. The criterings of in taken pumping are figured out. Three intaken operation modes are: without cavitation with limited covitation with limited covitation with developed cavitation and the reasons of these proceses are observed.

Key words: *boring pump; hydrolic part of pump; intaken line; post and cylinder unit; cavitation; collector; gas content*