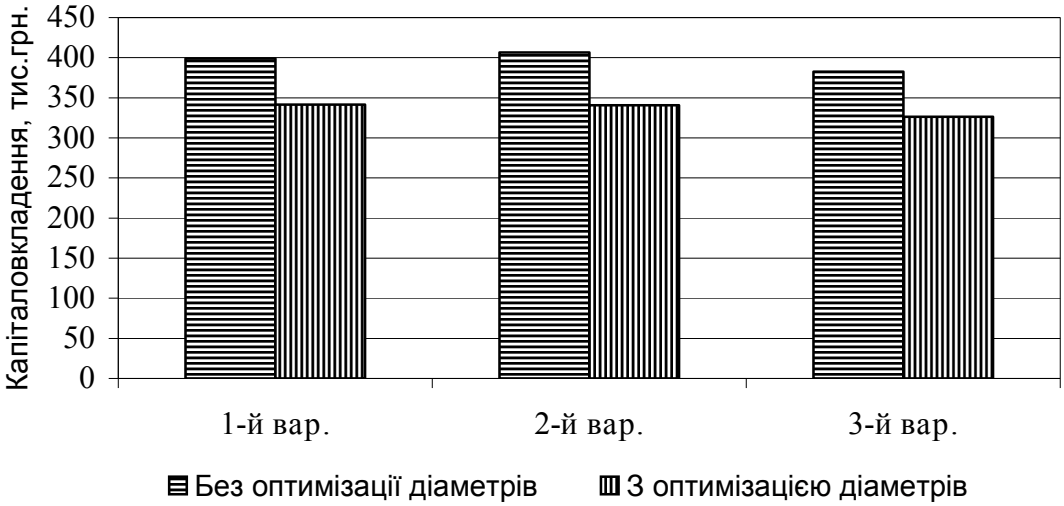


Рисунок 2 – Аналіз конкурентних варіантів проектів газопостачання

3. Бернс В., Хавранек П.М. Руководство по оценке эффективности инвестиций: Пер. Б484 с англ. перераб. и дополн. изд. – М.: АОЗТ Интерэксперт, Инфра-М, 1995. – 528 с.: табл., граф.

4. Зарубіна Ю.І., Середюк М.Д. Оптимізація геометричних параметрів систем розподілу газу променевої структури // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – № 2(11). – С.38-43.

5. ДБН В.2.5-20-2001 Газопостачання.

6. Середюк М.Д., Пилипів Л.Д., Зарубіна Ю.І. Технологічні розрахунки газових мереж населених пунктів: Навч. посібник. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 183 с.: іл.

7. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1970. – 216 с.

8. Зарубіна Ю.І., Михалків В.Б. Вплив місцевих опорів на роботу системи газопостачання низького тиску // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – № 1(18). – 2006. – С. 29-33.

УДК 622.24.051.004.6

ДО РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ ОПОР ШАРОШКОВИХ ДОЛІТ

[1] Я.М.Дрогомирецький, [1] В.В.Татарин, [2] Т.В.Яців

[1] ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 48241
e-mail: public@nung.edu.ua

[2] Дрогобицький нафтовий технікум, 82100, Дрогобич, вул. Грушевського, 57

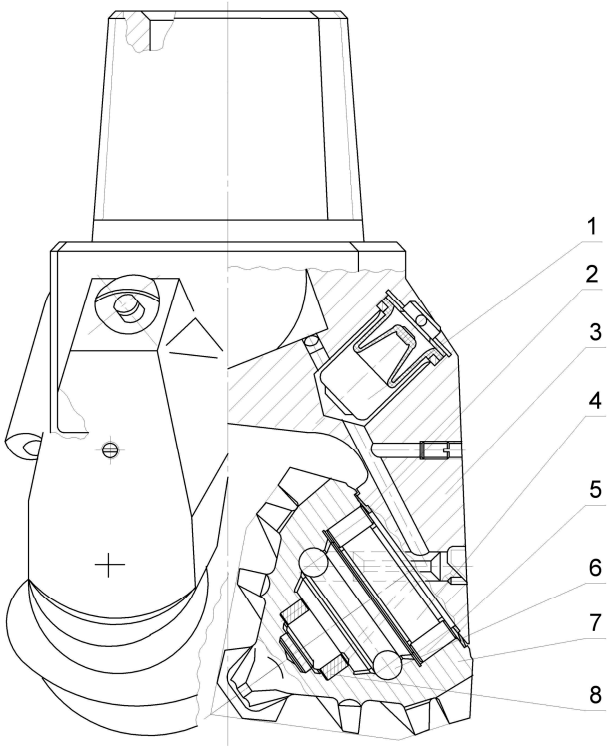
Предложена расчетная схема системы герметизации опор шарошечных долот типа ГНУ с учетом перетока смазки по каналам из лубрикатора в полости шарошки.

Calculation scheme of the isolation system for the chisel roller cones bearings of the GNU type is offered taking into account lubrication flows within the channels from the lubricator to the roller cone cavity.

При герметизації опор шарошкових доліт найбільше розповсюдження отримали конструкції радіальних і торцевих ущільнень, якими оснащені шарошкові долота типу ГНУ (з одним) і ГАУ (з двома підшипниками ковзання).

Радіальні ущільнення, які виконані здебільшого із гуми різного перетину, використовуються в долотах типу ГАУ, а торцеві (пружини Бельвіля) – в опорах шарошкових доліт типу ГНУ. Обидві конструкції опор мають у вершині упорний осьовий підшипник ковзання, який сприймає осьові навантаження.

Досвід експлуатації доліт ГНУ [1, 2] (рис. 1) засвідчує, що значне розкидування значень показників стійкості (ресурсу) опор безперечно пов'язане з довговічністю торцевих манжет, які залежать від технології їх виготовлення, складання та умов роботи долота в свердловині разом з колоною бурильних труб. При цьому колона бурильних труб в свердловині може



1 – лубрикатор; 2 – манжета; 3 – лапа; 4 – цапфа; 5 – периферійний підшипник кочення; 6 – замковий підшипник кочення; 7 – шарошка; 8 – кінцевий підшипник ковзання

Рисунок 1 – Долото типу ГНУ

сприймати динамічні осьові (поздовжні) та поперечні коливання. Це свідчить про те, що через торцеві ущільнення долота може проходити потрапляння гідроабразивної промивальної рідини в опору або витікання мастильної суміші із опори залежно від фактичних перепадів тиску на контактній поверхні "ущільнення-шарошка".

Ущільнююча торцева манжета (М) (рис. 2) еквівалентна деякій пружині, що має коефіцієнт жорсткості k. З приводу цього припущення зазначимо таке: залежність усадки манжети від зусилля Т не є лінійною функцією (рис. 3). Нехай при прикладені зусилля T_0 манжета зробила усадку на величину x_0. Взаємозв'язок між зусиллям Т і усадкою х позначимо залежністю T = f(x). Оскільки нами будуть аналізуватись коливання зі значно меншими амплітудами, то $T_{max} = f(x_0+\Delta)$ і $T_{min} = f(x_0-\Delta)$, тоді дані зусилля приблизно будуть лежати на дотичній, проведеній до лінії T = f(x) в точці $x=x_0$. Це буде доводити, що при зміні х в межах $(x_0-\Delta)$; $(x_0+\Delta)$ ми можемо функцію f(x) замінити її дотичною в точці x_0. Оскільки кутовий коефіцієнт цієї прямої $k = f'(x_0)$, то коефіцієнт жорсткості умовної пружини $k = f'(x) = = tg\ \alpha$ (рис. 4).

Позначимо через V сумарний об'єм мастила, що знаходиться в системі герметизації.

Тоді

$$V = V_ш + V_ц, \qquad (1)$$

де $V_ш$ і $V_ц$ – об'єм мастила, що знаходиться в каналах шарошки і цапфи.

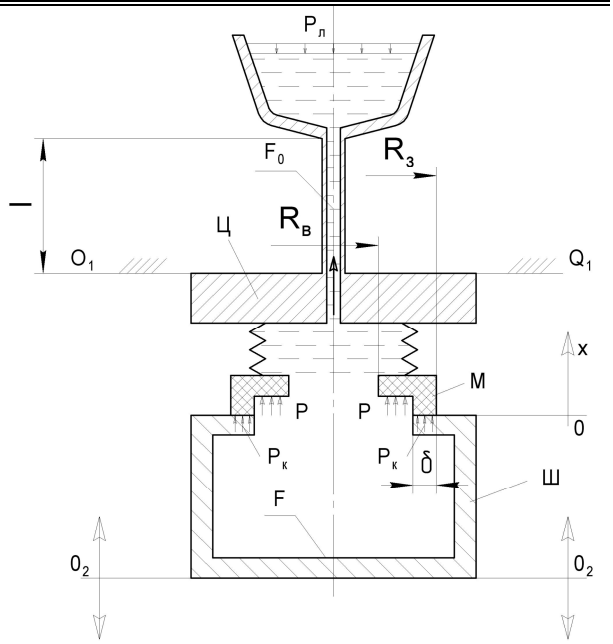


Рисунок 2 – Розрахункова схема герметизації опори долота

В подальшому нас цікавить умова, при якій витікання мастила прийме мінімальне значення або буде відсутнє повністю. При цьому будемо передбачати, що величина V за час t змінить своє значення незначно.

Продиференціюємо отримане рівняння (1) за часом t

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV_ш}{dt} + \frac{dV_ц}{dt}. \qquad (2)$$

В силу передбачення, зробленого вище, величиною $\frac{dV}{dt}$ можна знехтувати, в результаті чого отримаємо

$$\frac{dV_ц}{dt} = -\frac{dV_ш}{dt}. \qquad (3)$$

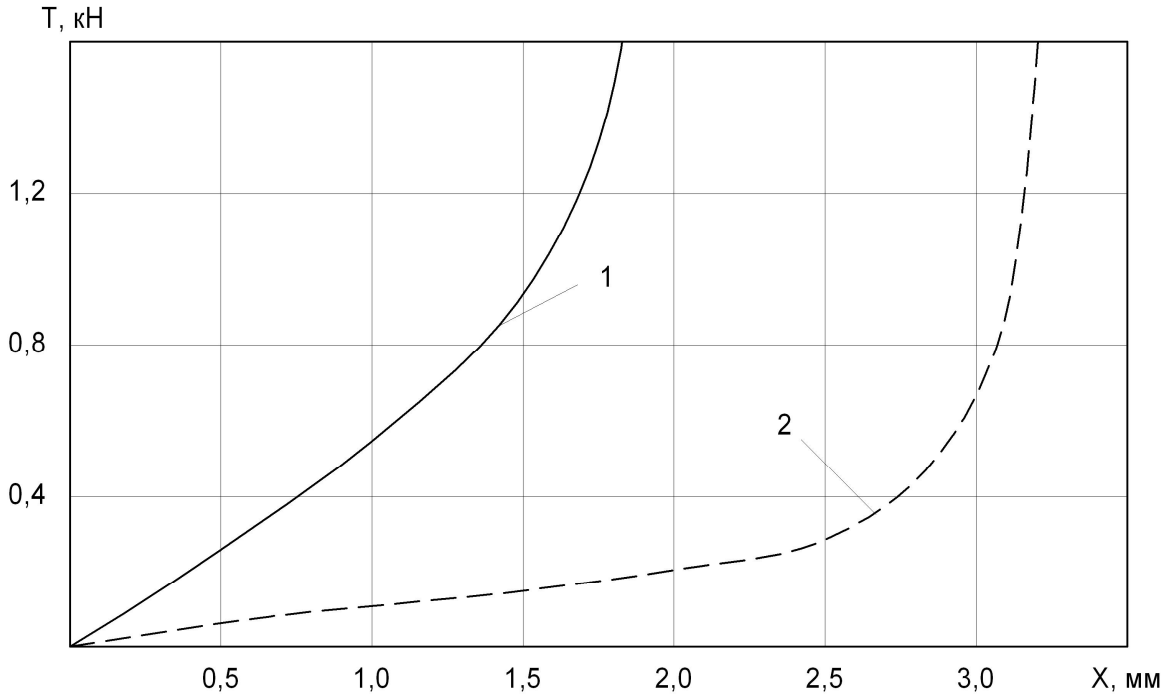
Нехай в каналі перетоку мастила в цапфі (на рисунку його умовно позначено через *l*, а площа – F_0) усереднена швидкість перетікання мастила рівна *V*. Тоді через канал перетину

$$F_0 \cdot v = \frac{dV_ц}{dt}. \qquad (4)$$

З другого боку, якщо через *F* позначимо ефективну площу поперечного перетину шарошки (тобто умовний перетин, помноживши на величину осьового переміщення шарошки вздовж осі X, отримаємо зміну об'єму простору, заключеного між внутрішньою поверхнею шарошки і опори), то витікання мастила із робочої частини шарошки запишемо як

$$F\frac{dx}{dt} = \frac{dV_ш}{dt}, \qquad (5)$$

де $\frac{dx}{dt}$ – швидкість осьового переміщення шарошки відносно цапфи.



1 – торцева манжента типу пружини Бельвіля; 2 – еластомірне торцеве ущільнення

Рисунок 3 – Жорсткісні характеристики торцевих манжет

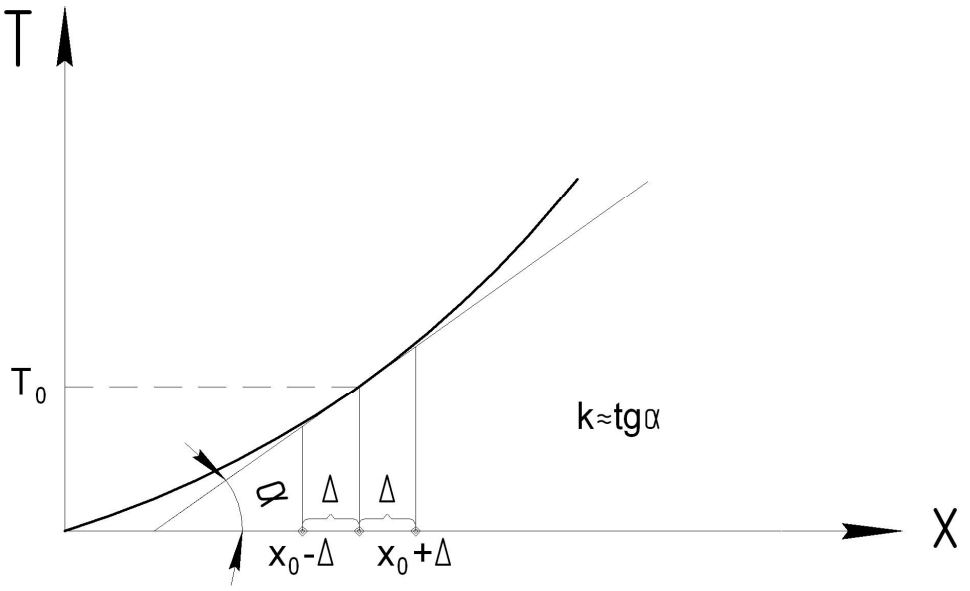


Рисунок 4 – Визначення коефіцієнта жорсткості манжети

Прийнявши отриманий вираз (з урахуванням знаку), маємо для швидкості V

$$v = -\frac{F}{F_0} \cdot \frac{dx}{dt}. \qquad (6)$$

В подальшому, з метою спрощення розглянутої картини, будемо вважати, що переміщення шарошки вздовж цапфи має чисто гармонічний вигляд, і з урахуванням попереднього підтискання манжети може бути записано, як

$$x = A + A_0 \cos \omega t, \qquad (7)$$

де: A – зміщення манжети в результаті її попереднього підтискання; A_0 – амплітуда переміщення шарошки вздовж цапфи; ω – кутова швидкість її руху.

Відповідно для $\frac{dx}{dt}$ отримаємо

$$\frac{dx}{dt} = -\omega A_0 \sin \omega t$$

і кінцево для швидкості V маємо такий вираз:

$$V = \frac{\omega A_0 F}{F_0} \sin \omega t. \qquad (8)$$

Тепер розглянемо зусилля, яке діє на ущільнюючу манжету.

Позначимо через P – тиск мастила в середині каналів шарошки, через $p_к$ – тиск на поверхні контакту манжети з шарошкою.

Очевидно, що підсумковий тиск, що діє на манжету в напрямку осі ox, складається із зусилля N_p , що створюється тиском мастила, зусилля N_k , що створюється контактним тиском на поверхні контакту манжети і шарошки; зусилля зі сторони цапфи T, рівного силі пружності манжети при її просіданні на величину x, тобто:

$$\begin{aligned} N_р &= \pi[(R_з - a)^2 - R_в^2]\cdot p; \\ N_к &= \pi[(R_з - a)^2]\cdot p_к; \\ T &= f(x) = f(x + A_0\cos\omega t) \cong \end{aligned} \quad (9)$$

$$\cong f(A) + f'(A)\cdot A_0\cos\omega t = N_0 + kA_0\cos\omega t,$$

де: $R_з$ – зовнішній радіус ущільнюючої манжети; $R_в$ – внутрішній радіус манжети; a – ширина контактної площадки; N_0 – зусилля попереднього відтискання манжети; k – коефіцієнт пружності манжети при зміні на величину $x \in [A - A_0, A + A_0]$.

Нехтуючи силами інерції манжети, постільки маса самої манжети мала, а власні коливання вищі реальних частот, які накладаються на манжету, маємо

$$N_р + N_к = T. \quad (10)$$

В подальшому нас буде цікавити сила $N_к$. Виразимо з рівняння (10) $N_к$ і, підставивши значення $N_р$ і T, що записані вище, одержимо

$$N_к = N_0 + kA_0\cos\omega t - \pi[(R_з - a)^2 - R_в^2]\cdot p. \quad (11)$$

Визначення значення тиску мастила p в каналах шарошки згідно з рис. 2. Для цього розглянемо рух мастила в каналах перетоку довжиною l з площею попереднього перетину F_0. З метою спрощення вважаємо, що при русі мастила в каналі в будь-якій його точці однакове і дорівнює усередненій швидкості V, що визначається залежністю (8).

Якщо через ρ позначимо густину мастила, то її маса в каналі буде рівна $\rho\cdot F_0\cdot l$ і буде переміщатися в каналі під дією різниці тиску в порожнинах шарошки P і тиском в лубрикаторі $P_л$.

Тоді рівняння руху мастила в каналі

$$\rho\cdot F_0\cdot l\frac{dv}{dt} = F_0(P - P_л) - F_0\Delta P_г, \quad (12)$$

де $\Delta P_г$ – втрати тиску, зумовлені гідравлічними опорами при русі мастила в каналі перетоку і залежні від режиму протікання мастила.

Розкриваючи рівняння (12) відносно P, після підстановки V згідно з (8) маємо

$$P = P_л + \Delta P_г + \frac{\gamma\omega^2\cdot A\cdot F\cdot l}{g\cdot F_0}\cos\omega t, \quad (13)$$

де: $\gamma = \rho\cdot g$ – питома маса мастила; g – прискорення земного тяжіння.

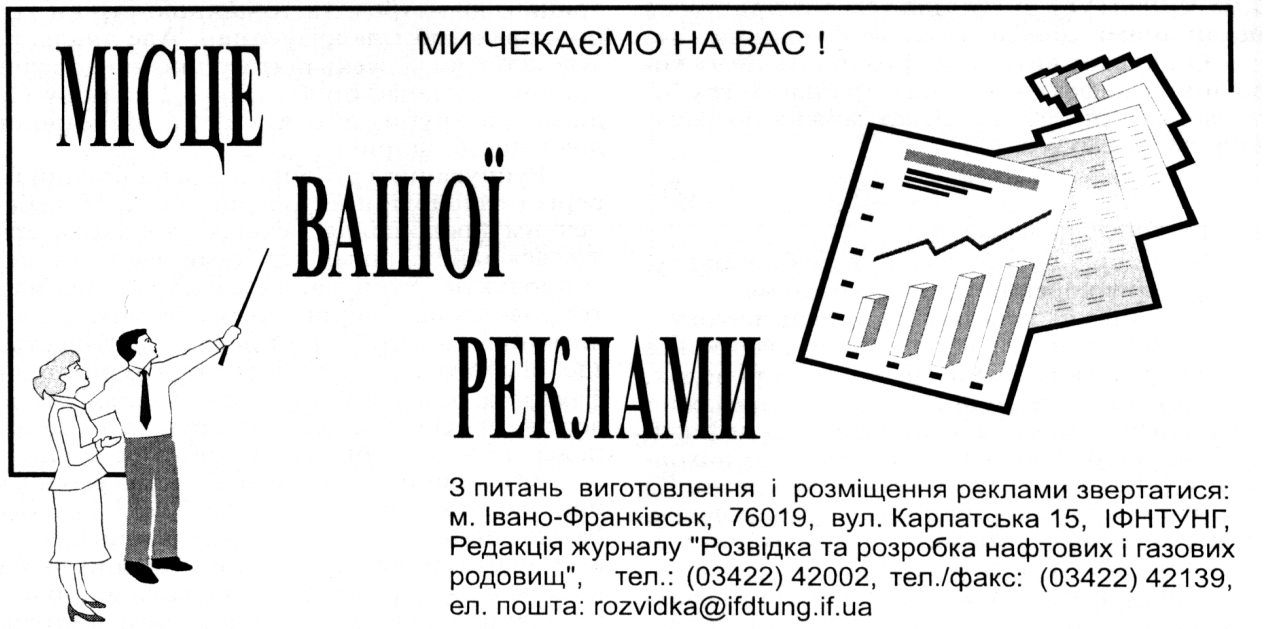
Підставивши отримане значення P у вираз (11) для $N_к$, отримаємо формулу для визначення контактного зусилля між ущільнюючою манжетою і шарошкою

$$N_к = N_0 + \left\{k - \pi\left[(R_з - a)^2 - R_в^2\right]\frac{x\cdot\omega^2\cdot F\cdot l}{g\cdot F_0}\right\}\times$$

$$\times A_0\cos\omega t - \pi\left[(R_з - a)^2 - R_в^2\right](P_л + \Delta P_2).$$

Висновок: герметизація вважається задовільною, коли $N_к>0$, оскільки в цьому випадку зазор між манжетою і шарошкою дорівнює 0, і мастило із робочих порожнин не витікає.

Література

1. Жидовцев Н.А., Кершенбаум В.Я., Гинзбург Я.С. и др. Долговечность шарошечных долот. – М.: Недра, 1992. – 266 с.

2. Дрогомирецький Я.М. Резерв підвищення довговічності герметизованих опор шарошкових доліт // Нафт. і газова пром-сть. – 1988. – № 5. – С. 25.