

5. Мамаев Л.М. Исследование напряжений в кабель-канатах с учетом температурного воздействия: Автореф. дисс. канд. техн. наук. – Одесса, 1969. – 18 с.

6. Артим В.І., Гладун В.В., Нейдлін Г.С., Шаповалов Я.М. Каротажна тензометрична реєструюча система КТРС-10М // Нафта і газ України: Матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції „Нафта і газ України – 2004”: У 2-х т. – Л.: Центр Європи, 2004. – Т. 1. – С. 304-306.

УДК 620.241

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ТА НАПРУЖЕНЬ В НАСОСНИХ ШТАНГАХ НА СКРИВЛЕНІЙ ДІЛЯНЦІ СВЕРДЛОВИНИ

П.В.Пушкар

НГВУ “Надвірнанафтогаз”, 78400, м. Надвірна, вул. Грушевського, 13, тел. (03475) 23101,
e-mail: n g v u @ b a s e . n d . i f . u a

Работа посвящена определению прижимного усилия и напряжений изгиба в насосных штангах на искривленном участке скважины. Выведены расчетные уравнения для определения усилий и напряжений в колонне насосных штанг с учетом зазора между штангами и насосно-компрессорными трубами. С помощью разработанной методики проанализировано влияние геометрии скважины и параметров колонны насосных штанг на прижимное усилие и напряжения изгиба. Сделано выводы для обеспечения надежности работы колонны насосных штанг на искривленном участке.

The paper is dedicated to definition of clamping gain and flexure stresses in pump rods on a curved lease of a well. Is maneuvered the calculated equations for definition of forces and stresses in a rod string with allowance for of gap between drill rods and stalks. With the help of the designed method of application is parsed influencings geometry of a well and arguments of a rod string on clamping force and flexure stresses. Is made the deductions for supply of a reliability of operation of a rod string on a deviated borehole.

Як відомо, близько 70% діючих свердловин України оснащені штанговими свердловинними насосами. Це співвідношення зберігається і при будівництві нових свердловин. Сучасні тенденції розвитку нафтовидобувної галузі полягають у збільшенні середніх глибин свердловин та все більшому поширенні буріння похило-скерованих свердловин. Такі умови значно ускладнюють роботу колони насосних штанг (КНШ), що пов'язано з появою напружень згину в тілі штанг та зношуванням з'єднуючих штангових муфт внаслідок тертя по внутрішній поверхні насосно-компресорних труб (НКТ) на скривлених ділянках. Так, практика експлуатації глибинонасосних свердловин свідчить, що близько половини відмов елементів підземного обладнання відбувається через взаємне зношування муфт і НКТ. Зношування призводить до передчасних відмов: руйнування колони штанг в тілі зношених муфт та порушення герметичності НКТ і як наслідок до складних підземних ремонтів, збільшення витрат НШ і НКТ та зниження добутку нафти через вимушені простой. Крім того, напруження згину в тілі штанг зменшують опір корозійній втомі, прискорюють ріст корозійних тріщин і, таким чином, призводять до важких аварій внаслідок обриву КНШ. При високій інтенсивності скривлення стовбура свердловини є можливим контакт НШ з НКТ не тільки по муфті, але й по гладкій частині. В такому випадку довговічність НШ потрібно розглядати з точки зору

комплексної дії трибологічних та втомно-корозійних параметрів [1].

Для оцінки довговічності КНШ в умовах одночасної дії зношування і корозійної втоми необхідно знати напруження згину в НШ та силу контактної взаємодії НШ і НКТ на скривленій ділянці. Отже, визначення сил та напружень, що виникають на скривленій ділянці свердловини в КНШ, є актуальним завданням, вирішення якого має велику наукову і практичну цінність.

Питанню оцінки сили контактної взаємодії КНШ і НКТ на скривлених ділянках науковцями приділялося чимало уваги. Але в переважній більшості випадків автори ґрунтуються на тому, що умовно свердловина приймається вертикальною, а для більшої точності розрахунків вводять поправочні коефіцієнти [2-4]. При цьому визначається вже зусилля в точці підвіски штанг, а не на конкретних небезпечних ділянках. Зрозуміло, що така методика не дає повної картини впливу геометрії свердловини. Розрахунок сили, яка притискає штангову муфту до НКТ, було зроблено А.М.Пірвердяном [5] і уточнено В.Ф.Троїцьким. Але даний розрахунок ґрунтується на рівноскривленості НКТ і КНШ, що, на нашу думку, може призвести до значних похибок. Подібну задачу для зусиль притискання бурильної колони на скривленій ділянці обсадженої свердловини вирішено в праці [6], але розроблені авторами рівняння справедливі тільки за умови малої величини

зазора між стінками обсадної і бурильної колони. Для конструкцій глибинонасосних штангових установок зазор між стінками НКТ і КНШ співмірний з діаметром насосних штанг. В таких умовах розроблені в [6] рівняння не дають вірних результатів. Тому метою наших досліджень є визначення сил та напружень в КНШ на скривленій ділянці з урахуванням зазора між НШ і НКТ.

Розглянемо поведінку КНШ на інтенсивно викривленій ділянці свердловини, як показано на рис. 1. Дотик КНШ до стінок НКТ здійснюється в точках А, В, С. Кут φ та радіус скривлення ρ відомі і є параметрами профілю свердловини. Нехтуючи дією сили ваги штанг на ділянці ВС та припускаючи, що КНШ на ділянці однорідна, можна стверджувати з умови симетрії, що $|AB|=|AC|$. В такому випадку ділянку колони можна розглядати як балку на двох опорах, навантажену симетрично до опор силою R (рис. 2). Відомою величиною при даній схемі є тільки $\varphi/2$ – кут повороту перерізу над опорою.

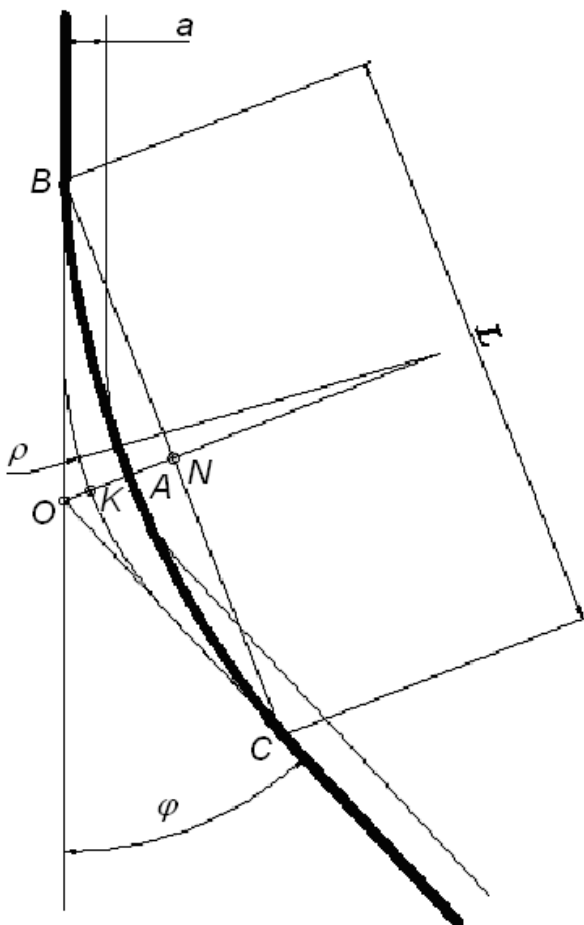


Рисунок 1 — Схема згину колони насосних штанг на інтенсивно викривленій ділянці свердловини

З опору матеріалів відомо [7], що

$$\varphi = \frac{RL^2}{4EI}, \text{ рад}; \quad (1)$$

$$y = \frac{RL^3}{48EI}, \text{ м}; \quad (2)$$

де: E – модуль пружності матеріалу штанги, Па;
 I – момент інерції поперечного перерізу, м^4 .

Для визначення зусилля R скористаємося закономірностями узгодження між L і y , які впливають із геометрії скривленої ділянки свердловини. З рис. 1

$$\frac{L}{2} \text{tg}(\varphi/2) = y + a + |KO|, \quad (3)$$

де a – зазор між КНШ і НКТ.

За умови дотику стінки НКТ тільки муфтами насосних штанг зазор a дорівнює різниці внутрішнього діаметра НКТ і зовнішнього діаметра штангової муфти. Відстань $|KO|$ визначаємо з геометрії свердловини

$$|KO| = \frac{\rho}{\cos \frac{\varphi}{2}} - \rho = \rho \left(\frac{1}{\cos(\varphi/2)} - 1 \right). \quad (4)$$

Таким чином, рівняння (3) матиме вигляд

$$y = \frac{L}{2} \text{tg} \frac{\varphi}{2} - a - \rho \left(\frac{1}{\cos(\varphi/2)} - 1 \right). \quad (5)$$

З системи рівнянь (1), (2) і (5) визначаємо L і R

$$L = 12 \frac{a \cdot \cos \frac{\varphi}{2} + \rho \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right)}{\left(6 \text{tg} \frac{\varphi}{2} - \varphi \right) \cos \frac{\varphi}{2}}, \text{ м}; \quad (6)$$

$$R = \frac{EI\varphi}{36} \left(\frac{\left(6 \text{tg} \frac{\varphi}{2} - \varphi \right) \cos \frac{\varphi}{2}}{\rho \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right) + a \cdot \cos \frac{\varphi}{2}} \right)^2, \text{ Н}. \quad (7)$$

Подальші розрахунки зусиль притискання виконували для штанг з діаметром 19 мм та зазором між НКТ і муфтою 18 мм. Залежність зусилля притискання від радіуса викривлення свердловини зображена на рис. 3. Аналіз результатів свідчить, що зменшення радіуса призводить до різкого збільшення сили притискання в інтервалі 0..30 м. При більшому радіусі сила притискання стає незначною. Звертає на себе увагу несподівана тенденція збільшення зусилля при зменшенні кута скривлення.

Більш детально залежність сили притискання від кута нахилу свердловини зображена на рис. 4. Як бачимо, залежність має екстремальний характер з піком при $\varphi=10..20^\circ$. Збільшення радіуса скривлення ділянки до 50 м і більше суттєво нівелює вплив кута нахилу і зменшує силу притискання.

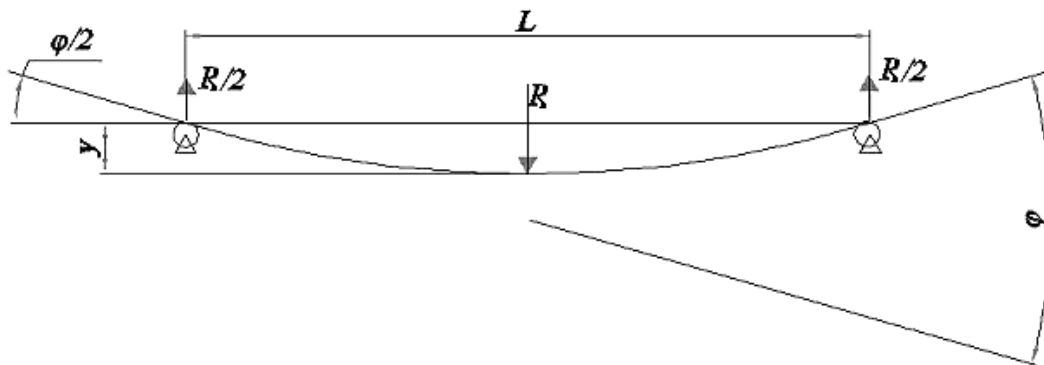


Рисунок 2 — Розрахункова схема викривлення штанги

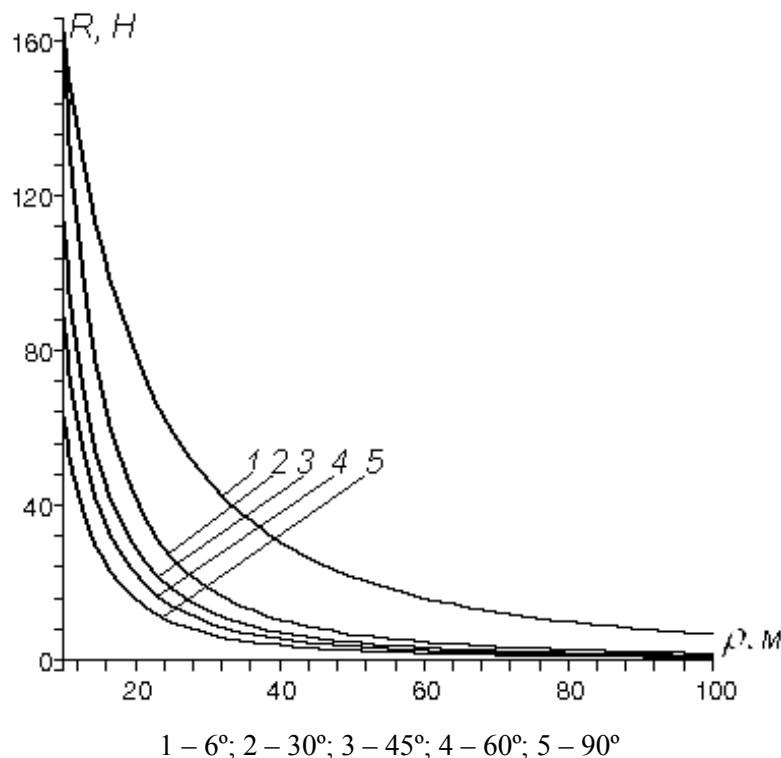


Рисунок 3 — Залежність сили притискування колони штанг від радіуса скривленої ділянки при куті викривлення свердловини

Як вказано раніше, значний вплив на довговічність КНШ справляють напруження згину, які виникають на скривлених ділянках. Згідно з [7], максимальне напруження згину $\sigma = \frac{RLd_{um}}{8I}$. Враховуючи (6) і (7), після спрощень отримаємо рівняння для визначення напруження у вигляді

$$\sigma = \frac{Ed_{um}}{24} \frac{6tg \frac{\varphi}{2} - \varphi}{\rho - \rho \cdot \cos \frac{\varphi}{2} + a \cdot \cos \frac{\varphi}{2}} \varphi \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \quad (8)$$

Залежності напружень згину від діаметра штанги, кута нахилу та радіуса скривлення кривольнійної ділянки свердловини зображені на рис. 5. Їх аналіз свідчить про лінійну залежність напружень від діаметра штанги (див. рис. 5, а)

при інших рівних умовах ($\rho=100$ м, $\varphi=30^\circ$, $a=25$ мм). Збільшення кута скривлення від 0 до 20° ($\rho=100$ м, $d_{um}=19$ мм, $a=25$ мм) різко збільшує напруження (див. рис. 5, б), але його подальший ріст не має суттєвого впливу. Найбільше на напруження впливає радіус скривленої ділянки (див. рис. 5, в). При цьому проведені дослідження при різних параметрах засвідчили, що мінімально прийнятна величина радіуса скривлення — 50 м.

Отже, можна зробити такі висновки. Раціональними з точки зору надійності КНШ є профілі свердловин, в яких радіус скривлення не менший за 50 м. При цьому діаметр насосних штанг треба вибирати мінімально допустимий з точки зору міцності. Досягнення великих кутів нахилу навіть до горизонтальних ділянок не є небезпечним при великих радіусах скривлення перехідних ділянок.

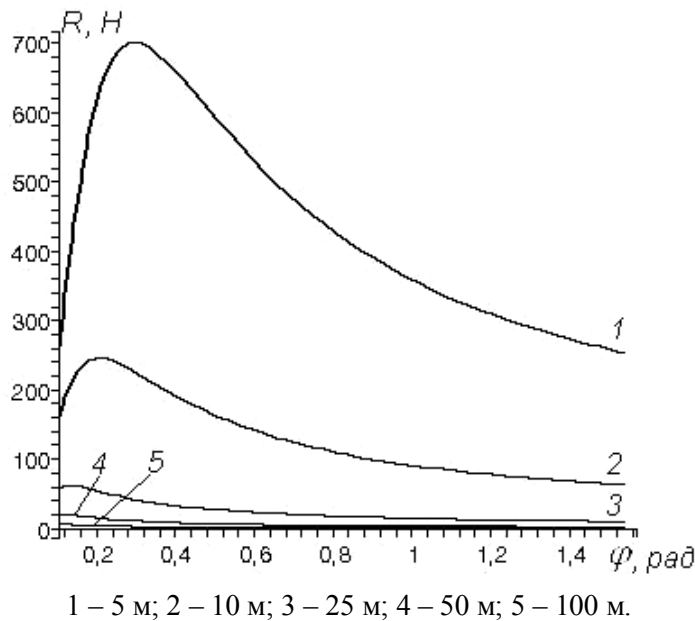


Рисунок 4 — Залежність сили притискання колони штанг від кута свердловини при радіусі скривленої ділянки

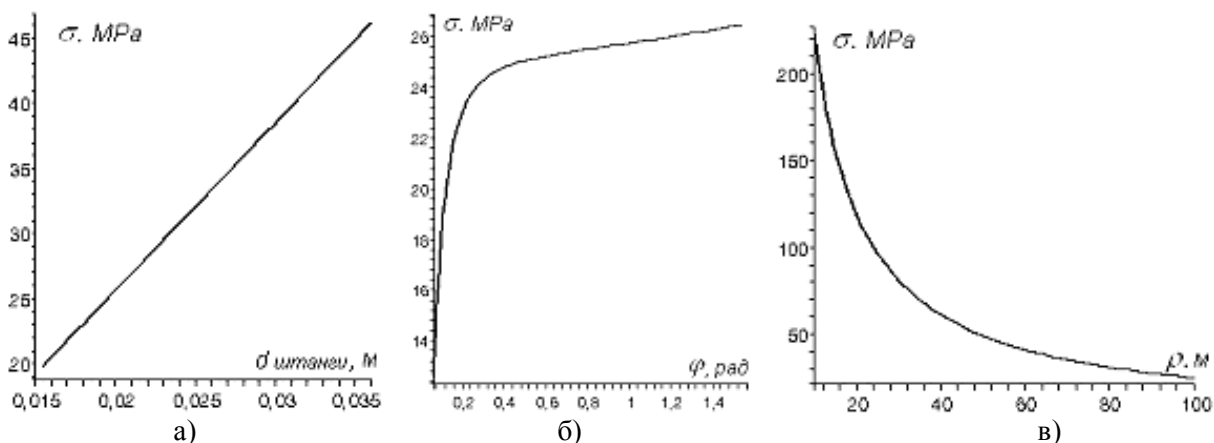


Рисунок 5 — Залежність максимальних напружень згину штанги на скривленій ділянці свердловини від діаметра штанги (а), кута скривлення свердловини (б), радіуса викривлення свердловини (в)

Подальші дослідження слід спрямувати на оцінку впливу зусиль розтягу-стиску в КНШ на зусилля притискання, що дасть змогу більш точно оцінити динамічні навантаження та довговічність колони насосних штанг на скривлених ділянках свердловини.

Література

1. Протасов В.Н. Повышение надёжности оборудования скважин при насосном способе добычи нефти. – М.: ВНИИОЭНГ, 1987. – 38 с.
2. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979. – 213 с.
3. Бабаев С.Г. Надёжность нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1987. – 263 с.

4. Уразаков К.Р. Нагрузки на штанги в наклонно-направленной скважине // Эксплуатация наклонно-направленных скважин штанговыми глубинными насосами: Обз. инф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1988. – С. 5-14.

5. Пирвердян А.М., Алиев Ш.Н., Халафбеков А.Х. и др. Определение по динамограмме основных параметров исследования штанго-насосных скважин // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1982. – № 1. – С. 40-42.

6. Малько Б.Д., Лігоцький М.В., Прозур О.В. Характеристика сил опоры при перемещенні труб у свердловині // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 1. – С. 125-128.

7. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивленіе материалов. – М.: Высшая школа, 1975. – 654 с.