

## РОЗРОБЛЕННЯ З'ЄДНАНЬ СКЛОПЛАСТИКОВИХ ПОРОЖНИСТИХ НАСОСНИХ ШТАНГ ТА ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ НА НИХ

*Б.В.Копей, О.О.Кузьмін, В.Б.Копей*

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40543*

*e-mail: koreyb@nuing.edu.ua*

*Стаття присвячена актуальному питанню попередження відкладень піску при видобуванні флюїду шляхом використання склопластикових порожнистих насосних штанг, які доцільно використовувати в малодобітних свердловинах, ускладнених проявами піску та виносом піску. Авторами запропоновані нові конструкції з'єднань тіла склопластикової порожнистої штанги з головкою та досліджена їх статична та втомна міцність.*

**Ключові слова:** пісок, пластовий флюїд, насос, порожниста насосна штанга, з'єднання, міцність.

*Статья посвящена актуальному вопросу предупреждения отложений песка при добыче флюида путем использования стеклопластиковых полых насосных штанг, которые целесообразно использовать в малодобитных скважинах, усложненных проявлениями песка и выносом песка. Авторами предложены новые конструкции соединений тела стеклопластиковой полой штанги с головкой и исследована их статическая и усталостная прочность.*

**Ключевые слова:** песок, пластовый флюид, насос, полая насосная штанга, соединение, прочность

*The article is devoted to the actual question of sand deposits prevention at the fluid production by the use of fiberglass hollow sucker rods, which are expedient to use in the small flow oil wells complicated by the sand deposits and bearing-out of sand. Authors have offered new constructions of connections of body of fiberglass hollow sucker rods with a steel head and their static and fatigue strength is explored.*

**Keywords:** sand, formation fluid, pump, hollow sucker rod, joint, strength

**Актуальність проблеми.** Через відносно малий внутрішній діаметр порожнистих склопластикових насосних штанг (порівняно з кільцевим перерізом між сталеву насосною штангою і обсадною колоною) та прекрасні показники роботи в ускладнених умовах доцільно використовувати порожнисті штанги в малодобітних свердловинах, ускладнених проявами піску та його винесенням.

Робота колони порожнистих насосних штанг, котра одночасно є і трубопроводом і передаточною ланкою, залежить від низки чинників:

- навантаження від власної ваги і ваги рідини в них;
- прискорення і сповільнення руху штанг;
- сил тертя.

Сума цих чинників і обумовлює навантаження на головку балансира верстата-гойдалки [3].

**Аналіз стану проблеми.** Через необхідність стримування природного падіння видобутку нафти є доцільним перехід на нові, глибше розташовані, продуктивні горизонти. Це, в свою чергу, призведе до збільшення довжини колони штанг. Щоб уникнути збільшення діаметра колони насосних штанг, та обмежити зростання навантаження на наземне обладнання використовують склопластикові штанги, що мають високу міцність і низькі густину та масу.

Склопластикові насосні штанги являють собою склопластиковий стрижень з полімерного композиційного матеріалу (ПКМ), з'єднаний зі сталевими головками [1].

Суть використання установок з порожнистими склопластиковими штангами полягає в тому, що останні є одночасно і ланкою, котра передає рух плунжера насоса від поверхневого обладнання, і трубопроводом для відкачування рідини із свердловини чи подавання її в свердловину [2].

Основною перевагою склопластикових штанг порівняно з металевими є менша вага, що уможлиблює експлуатацію свердловини з великою глибиною опускання свердловинного насоса та свердловини з перевантаженням наземного обладнання і дає змогу зменшити споживання електроенергії, підвищити швидкість спуско-підіймальних операцій під час підземних ремонтів.

**Виділення невирішеної частини проблеми.** Під час проектування порожнистих склопластикових штанг важливим завданням є робота надійного з'єднання сталеві головки зі склопластиковим тілом штанги. Максимальне осьове навантаження розтягу, яке витримує з'єднання, є основним параметром для його проектування, але потрібно враховувати також дію навантаження стиску, втомні характеристики з'єднання, складність конструкції і технології виготовлення, можливість зміни механічних характеристик склопластика під впливом високої температури і агресивного середовища.

Типова довжина металевих штанг рівна 8 м, тип з'єднання між штангами – різьбове, за допомогою муфт. Оскільки колона насосних штанг може складатись із склопластикової секції частково (в зоні парафінізації) слід забезпечити рівномірність з'єднань, зокрема у місці

Таблиця 1 – З'єднання композитних стрижнів і металевих бандажів

З'єднання композитних стрижнів і металевих бандажів			
Адгезивні	Механічні	Отримані в процесі формування композиту	Комбіновані
Звичайні, по гладкій поверхні	Клепані	По гладкій поверхні	Адгезійно-клепані
З виконанням виступів і заглиблень на поверхнях	Оброблені тиском	По поверхні з виступами і заглибленнями	Адгезійно-різбові
Інтегральні	Штифтові та з канавками типу різьби		Адгезійно-штифтові

передавання осьового навантаження між склопластиковим стрижнем і металевим різбовим з'єднанням.

На сьогодні найширше використовується клейове з'єднання та з'єднання шляхом обтискання сталевго бандажу. Перше з них, рекомендоване стандартом API, витримує досить високі навантаження розтягу, проте технологія виготовлення сталевго головки є досить складною. З'єднання шляхом пластичного деформування сталевго бандажу технологічно значно простіше, але потребує оптимального зусилля обтискання, що залежить від матеріалу і геометрії з'єднання, для досягнення ним максимальної міцності під дією осьового навантаження. Спосіб з'єднання шляхом обтискання потребує контролю за такими параметрами як границя плинності і модуль пружності з'єднуваних матеріалів. У разі додаткового застосування клею в з'єднанні такого типу отримують не тільки підвищення міцності, але й забезпечують захист місця контакту від проникнення середовища [1].

З'єднання металевго деталі і стрижня з армованого волокнами пластика є конструктивною необхідністю в насосних штангах з скловолокна, причому сталеві деталі виконують роль протекторів і є елементами, що підвищують жорсткість колони.

Істотні відмінності фізико-механічних властивостей композитів від аналогічних властивостей традиційних матеріалів і сплавів зумовили той факт, що ці матеріали гірше, ніж метали, можуть передати зусилля з одного елемента на інший. Міцність найбільш розповсюджених з'єднань металевих елементів значно перевищує міцність аналогічних конструкцій із композитів.

Через невисоку міцність на зминання та зріз, низький опір спрацюванню можуть бути зведені нанівець усі переваги щодо маси від застосування конструкцій з композитів. Шляхом з'єднання металевих деталей та композитних вдається усунути вказані перепони.

Класифікація з'єднань елементів металевих і композитних матеріалів стрижневого типу наведена в таблиці 1.

Розглянемо основні види та методи з'єднання склопластикового стрижня із різбовим з'єднанням.

Найбільш розповсюдженим видом адгезійного з'єднання є звичайне по гладкій поверхні, яке потребує високої точності виготовлення елементів, точної посадки для забезпечення необхідного зазору між деталями, спеціальної підготовки поверхонь. Крім того, вимагає технології, яка б забезпечувала 100% заповнення порожнини (зазору). Надійнішим є з'єднання зі зміцнювальними канавками чи виступами на склеюваних елементах. Технологічно таке з'єднання складніше, проте краще працює під дією навантажень розтягу.

Такі механічні з'єднання, як клепаання, за допомогою штифтів, з різбовими канавками вимагають механічної обробки композитного матеріалу, що викликає пошкодження монолітної структури, різко понижуючи надійність з'єднання.

Оригінальністю відрізняється з'єднання обробкою тиском. У такому з'єднанні сталева деталь асиметрично обтискається навколо композитної, що дає найкращі характеристики міцності.

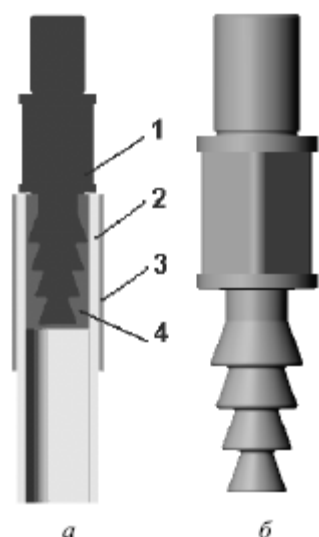
Типове клейове з'єднання недосконале через нерівномірність розподілу навантаження по всій довжині.

Автор Сапожников С.Б. вважає, що найбільш вдалим є клейове з'єднання з кінчними закладними елементами закінчення [3] («ялинки») для передавання осьового навантаження не тільки за рахунок адгезії, але й за рахунок розпірних навантажень, котрі збільшують надійність клейового з'єднання.

Приклад такої конструкції штанги зображений на рисунку 1.

Важливим під час проектування вузлів з'єднання склопластикових порожнистих штанг є розподіл навантаження не тільки між тілом штанги і головкою, але й між витками різьби муфтового з'єднання.

Як свідчать статистичні дані [4, 5], відмови муфтового різбового з'єднання насосних штанг найбільш розповсюджені, і складають понад 30% (не враховуючи відгвинчування з'єднання і обриви муфт) від загальної кількості відмов штангової колони. Це пов'язано, насамперед, з тим, що в стандартному муфтовому різбовому з'єднанні насосних штанг навантаження між витками різьби розподіляється нерівномірно. Проаналізуємо можливість застосування муфти розтягу-стиску із змінним перерізом розтягну-



а – зібрана конструкція штанги;  
б – чотирисекційний конусний елемент

1 – закладна деталь – це чотирисекційний конусний елемент з різбовим з'єднанням і квадратною частиною під ключ для стандартного згвинчування, 2 – тіло штанги, 3 – зовнішня оболонка, що сприймає розпірні зусилля, 4 – клейовий прошарок

**Рисунок 1 – Конструкція штанги Сапожнікова С.Б. [3]**

тої частини підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби. В болтових з'єднаннях застосування стиснуто-розтягнутих гайок дає змогу значно зменшити навантаження на перші витки з'єднання і збільшити границю витривалості з'єднання на 25...30% [6] внаслідок більшої податливості перших витків різьби гайки. Про можливість застосування муфти розтягустиску для з'єднання насосних штанг говорилося давно [7], проте вона ускладнена малою товщиною муфти. Як зазначає автор [2], практично можливо виконати ділянку розтягу тільки над першими трьома витками ніпеля.

Отже, можна дійти висновку, що існуючі конструкції з'єднань тіла склопластикової штанги з головкою технологічно складні та ненадійні у разі дії на колону навантажень стиску, які виникають внаслідок гідродинамічного опору та тертя. Тому існує необхідність в їх удосконаленні, розробці принципово нових конструкцій та методики вибору їх раціональних параметрів.

Мета роботи. Розроблення нових конструкцій з'єднання тіла склопластикової штанги з головкою, визначення навантажень на них та дослідження їх статичної та втомної міцності.

Аналізуючи наведене, приходимо до висновку, що найкращими можуть бути з'єднання комбіновані, тобто комбінація адгезійних та з'єднань обтисканням, яка може підвищити їх міцність у 1,5 рази.

Нами пропонуються нові способи з'єднання (рис. 2, 3). На рисунку 2 зображено склопластиковий стрижень 3, який з'єднується із металевою частиною 2 шляхом асиметричного обтискання, стрижень 1, котрий вставляється в трубчастий склопластиковий стрижень та запобігає небажаній деформації останнього при обтисканні. Стрижень після обтискання витягають зі штанги. З'єднання, яке зображено на рисунку 4, полягає в тому, що на металевій частині 2 виконують заглиблення, куди заходить намотка 3, і порожнина заповнюється адгезій-

ним матеріалом 4, що скріплює склопластиковий стрижень 5. Для запобігання деформації склопластикового стрижня всередину вкладають металевий стрижень 1. Після його монтажу металеву деталь асиметрично обтискають. Стрижень після обтискання також витягають зі штанги.

Для випробовувань нових суцільних та трубчастих склопластикових штанг були підготовлені зразки діаметром 22 мм і довжиною 300 мм. Результати випробовувань на розрив зразків з нової склопластикової штанги свідчать, що границя пропорційності складає  $\sigma_{\text{пн}} = 381$  МПа, а границя міцності досягає 514 МПа (рис. 4). Характер руйнування зразків такий: у місцях закріплення спостерігається зсування пластика, а в середній частині – розщеплення волокон. Розриву вздовж тіла не спостерігали. Коли напруження сягало близько 330–350 МПа, в місцях закріплення зразка спостерігали розшарування склопластику.

Для розроблення принципово нової конструкції трубчастої склопластикової штанги автори провели низку досліджень з метою визначення основних фізичних характеристик трубчастої штанги із склопластику.

За результатами випробовувань трубчастих насосних штанг зі склопластику зовнішнім діаметром 22 мм та товщиною стінки 3,0 мм границя пропорційності складає  $\sigma_{\text{пн}} = 257$  МПа, а границя міцності -  $\sigma_{\text{в}} = 503$  МПа (рис. 4).

Аналіз відмов колон насосних штанг свідчить, що найбільш часто відмови пов'язані з втомою (обриви штанг по тілу, ніпелю та муфті) і спрацюванням. У процесі видобування парафіністих нафт часто виникають ускладнення, пов'язані з смоло-парафіноутворенням (СПУ) в свердловинному обладнанні. Як свідчить практика, застосування склопластикових насосних штанг дає змогу ефективно боротися як з СПУ, так і з корозійною втомою і спрацюванням колони насосних штанг. Однак, у разі застосування цього обладнання окремо чи в комплексі, виникає багато проблем.

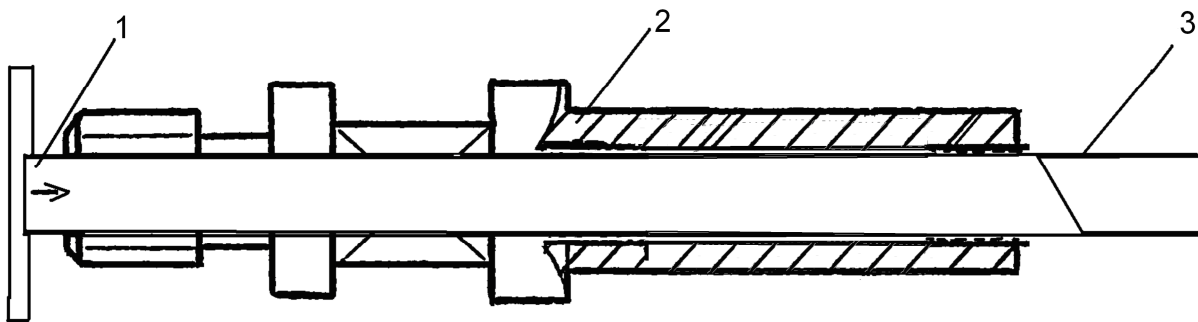


Рисунок 2 – Пропонована конструкція з'єднання насосних штанг (варіант 1)

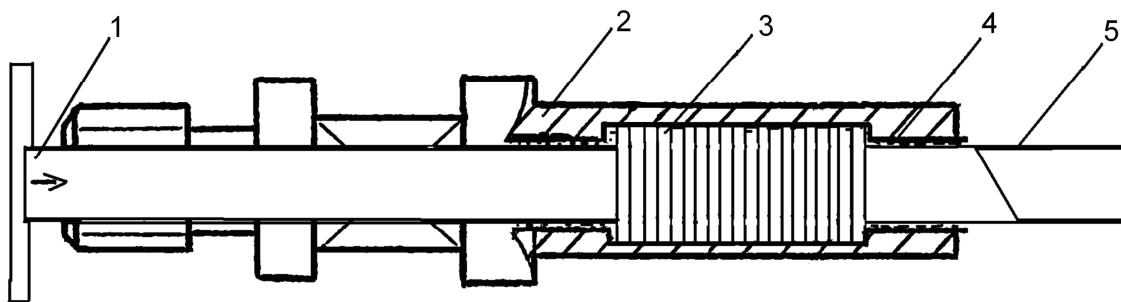


Рисунок 3 – Пропонована конструкція з'єднання насосних штанг (варіант 2)

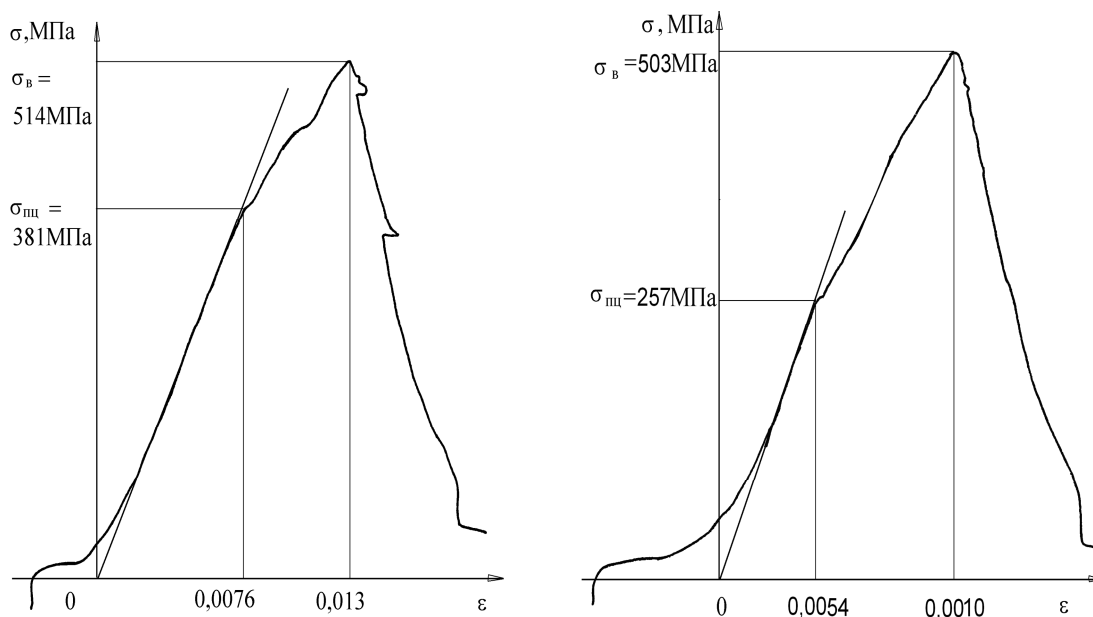


Рисунок 4 – Діаграма розтягу зразка суцільної (зліва) та трубчатої (справа) насосної штанги із склопластику діаметром 22 мм

Так, існуючі конструкції з'єднань тіла склопластикової штанги з головкою технологічно складні та ненадійні у разі дії на колону навантажень стиску, які виникають внаслідок гідродинамічного опору та тертя. Тому існує необхідність в їх удосконаленні, розробленні принципово нових конструкцій та методики вибору їх раціональних параметрів.

Обриви склопластикових штанг по тілу ускладнюють ремонтні роботи та потребують застосування спеціальних ловильних інструментів, або запобіжних штанг. Для підвищення ресурсу склопластикових штанг і розширення області використання (збільшення їх частки в

колоні і можливості їх обладнання протекторами) необхідно дослідити вплив тривалої експлуатації штанг на зміну їх механічних характеристик та вплив циклічних навантажень згину на їх втомну міцність.

Нами запропонована конструкція зразка для випробовувань порожнистих склопластикових штанг на втому при згині на стенді ЗКШ-25 (рис. 5).

Границя втоми трубчастих зразків перевищила 64 МПа на базі випробовувань 1 млн. циклів, що не менше за втомну міцність суцільних стрижнів.

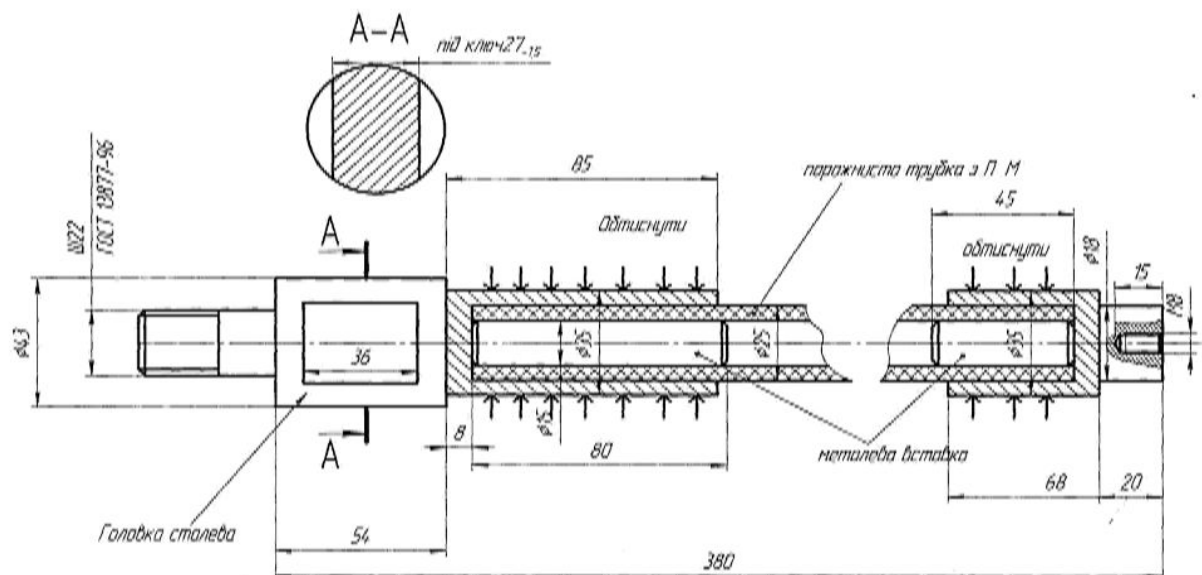


Рисунок 5 – Зразок для випробувань порожнистих склопластикових штанг на втому під час консольного згинання на стенді

Оскільки процес видобування нафти за допомогою порожнистих штанг схожий до процесу видобування нафти звичайними штангами, то для розрахунків навантажень на порожнисті штанги використаємо формулу Мілса:

$$P_{\max} = P_p + P_{ш} \cdot \left(1 + \frac{sn^2}{1790.7}\right), \quad (1)$$

де:  $P_{\max}$  – максимальне навантаження на головку балансира в Н;  $P_p$  – навантаження від маси рідини в Н;  $P_{ш}$  – навантаження від маси штанг в Н;  $s$  – довжина ходу, м;  $n$  – число гойдань за хв.

Цю формулу можна також застосувати і для розрахунку під час роботи через міжтрубний простір з використанням порожнистих штанг.

Для випадку, коли порожнисті штанги слугують для підняття рідини на поверхню, вся рідина, що знаходиться в них, при ході плунжера вгору отримує однакове прискорення. При цьому формула (1) матиме такий вигляд [3]:

$$P_{\max} = (P_p + P_{ш}) \cdot \left(1 + \frac{sn^2}{1790.7}\right). \quad (2)$$

У формулі всі члени, крім  $P_p$ , залишаються сталими. Змінна  $P_p$  характеризує навантаження від рідини, що перебуває всередині порожнистих штанг. Це навантаження може бути визначено за формулою

$$P_p = k \cdot d^2 \cdot H \cdot \rho \cdot g, \quad (3)$$

де:  $k$  – коефіцієнт пропорційності;  $d$  – внутрішній діаметр порожнистих штанг, м;  $H$  – глибина опускання насоса, м;  $\rho$  – густина рідини в  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

З формули (3) бачимо, що у випадку застосування порожнистих штанг максимальне навантаження на головку балансира не залежить від діаметра насоса.

Важливою умовою під час проектування склопластикових колон є розташування сталевих штанг нижче інтервалу розташування склопластикових (емпірично визначені межі – від 10% до 50% сталевих штанг внизу колони [1]). Роль сталевих штанг двояка. По-перше, тіло склопластикових штанг і клинове клейове з'єднання не витримують осьових навантажень стиску. Важкий низ зі сталевих штанг забезпечує постійну дію навантаження розтягу на склопластикові штанги. Для запобігання виникненню напружень стиску і згину у склопластикових штангах не рекомендується обладнувати їх протекторами-центраторами. По-друге, інерція важчих сталевих штанг внизу колони дещо збільшує довжину ходу плунжера насоса [4]. Виходячи з цього, відношення ваги склопластикових штанг до ваги сталевих вибирається з умови забезпечення допустимого напруження в штангах і продуктивності насоса.

Мінімальне навантаження на головку балансира у разі застосування звичайної (металевої) колони штанг може бути визначена за формулою

$$P_{\min}^M = P_{ш} \cdot \left(1 - \frac{sn^2}{1790.7}\right) - P_{ш} \cdot \frac{\rho_p}{\rho_{ш}}, \quad (4)$$

де:  $\rho_p$  – густина свердловинної рідини в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho_{ш}$  – густина матеріалу штанг в  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

У формулі (4) останній член враховує зменшення ваги колони штанг в рідині. Під час роботи із порожнистими склопластиковими штангами значення цього члена значно зменшується через малу густина матеріалу ( $\rho_{ш} = 1900 \text{ кг}/\text{м}^3$ ) і прямує до нуля. Тоді формула (4) набуде вигляду:

$$P_{\min} = P_{ш} \cdot \left(1 - \frac{sn^2}{1790.7}\right). \quad (5)$$

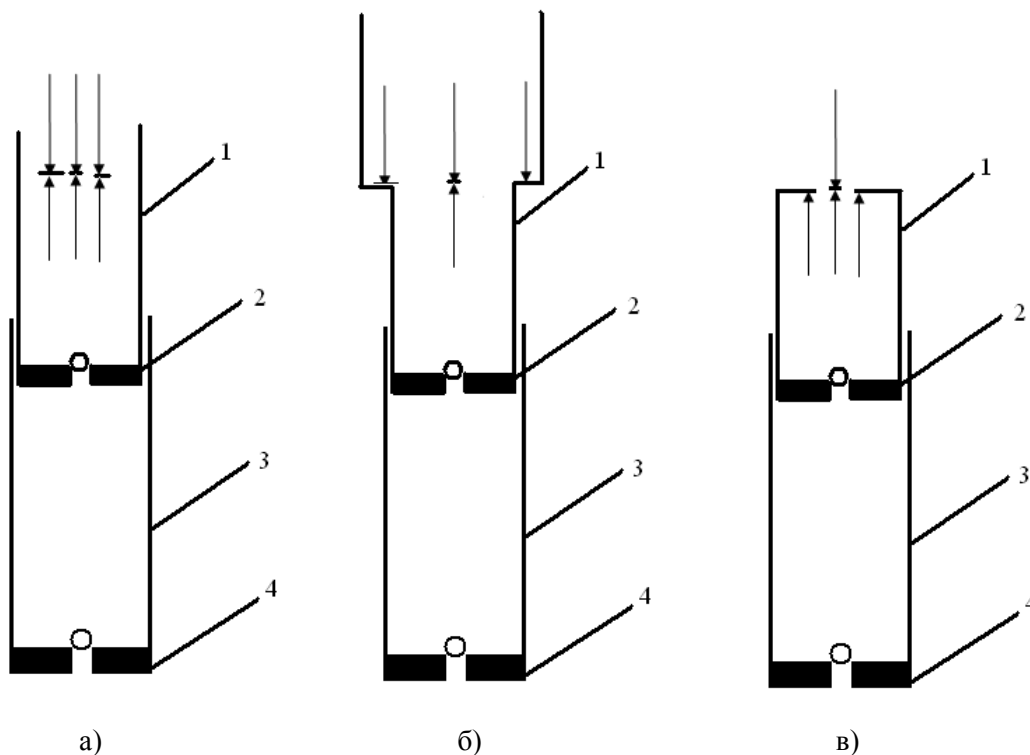


Рисунок 6 – Схеми роботи ШГН з порожнистими штангами

На практиці можна зустріти три випадки роботи глибокого насоса з порожнистими штангами. Всі три випадки показано на рисунку 6 (початок ходу вниз).

Перший випадок – діаметр плунжера насоса і внутрішній діаметр порожнистих штанг однаковий (рис. 6 а). При цьому все навантаження від стовпа рідини повністю передається на вхідний клапан 4 і дія рідини на штангу рівна нулю.

Другий випадок – внутрішній діаметр порожнистих штанг більший діаметра плунжера – 3 (рис. 6 б). Тут частина стовпа рідини діє на вхідний клапан, а інша частина на колону порожнистих штанг 1. Ця частина рідини переміщується разом із штангами вниз, отримуючи від’ємне прискорення.

Третій випадок – діаметр плунжера насоса більший за внутрішній діаметр порожнистих штанг (рис 6 в). При цьому навантаження від маси стовпа рідини в порожнистих штангах і насосі передаються на вхідний клапан останнього. В результаті виникає сила, рівна добутку різниці площі плунжера і порожнистих штанг на градієнт тиску і на глибину спуску насоса, котра чинить супротив руху колони вниз. Ця сила намагається витиснути рідину вгору з прискоренням за рахунок маси колони штанг. Неврівноважена гідравлічна сила може бути виключена, якщо в міжтрубному просторі є стовп рідини, котрий зазвичай врівноважує неуврівноважену гідравлічну силу і виключає можливість повздовжнього вигину колони [2].

Відповідно до другого і третього випадку під час ходу штанг вниз на всмоктувальний клапан діє навантаження :

$$P_1 = L \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4}, \quad (6)$$

а на колону насосних штанг діє навантаження:

$$P_2 = L \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{\pi \cdot (d_n^2 - d_{ш}^2)}{4}, \quad (7)$$

де:  $L$  – глибина опускання насоса;  $\rho$  – густина рідини (рідиннопіщаної суміші)  $g$  – прискорення вільного падіння;  $d_n$  – діаметр насоса (плунжера);  $d_{ш}$  – внутрішній діаметр порожнистих штанг [5].

Для всіх розглянутих випадків мінімальне навантаження на головку балансира може бути визначено за наступною формулою:

$$P_{\min} = P_{ш} \cdot \left(1 - \frac{sn^2}{1790.7}\right) + (F_{ш} - F_n) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \left(1 \pm \frac{sn^2}{1790.7}\right), \quad (8)$$

де:  $F_{ш}$  – внутрішній діаметр порожнистих штанг;  $F_n$  – діаметр плунжера, м<sup>2</sup>.

Знак плюс у другому доданку в дужках ставиться тоді, коли діаметр плунжера більший внутрішнього діаметра штанг. Якщо навпаки – ставиться знак мінус.

При звичайній експлуатації значенням механічного тертя нехтують. При обладнанні насосних установок порожнистими склопластиковими штангами впливом механічного тертя можна знехтувати тільки при ході плунжера вниз, коли діаметр плунжера більший внутрішнього діаметра порожнистих штанг. В такому

випадку в системі виникає сила, що протидіє руху штанг вниз і визначається за виразом:

$$(F_{ш} - F_n) \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot \left(1 \pm \frac{sn^2}{1790.7}\right) - F. \quad (9)$$

Опір, що виникає при цьому, прямо пропорційний діаметру плунжера, і може призвести до вигину нижньої частини колони штанг, а також до дотику з колоною і, як наслідок, до механічного тертя. Визначити величину цього тертя можливо з використанням спеціальних діаграм Гудмана.

Величина навантажень розтягу в порожнистих штангах залежить від навантаження на колоно, густини рідини, що видобувається, і глибини спуску насоса.

Для порожнистих штанг діаметром 19 мм видовження колони штанг становить

$$\Delta l = 33.9 \cdot H^2 \cdot F_n \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-12}, \quad (10)$$

де  $\Delta l$  – видовження колони штанг, м;

Для порожнистих штанг діаметром 25 мм видовження колони складе:

$$\Delta l = 23 \cdot H^2 \cdot F_n \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-12}. \quad (11)$$

Збільшення довжини ходу плунжера, обумовлене прискоренням, тобто перебіг плунжера, можна знайти за формулою Коберлі:

$$\Delta s = 0.147 \cdot 10^{-6} \cdot H^2 \cdot \frac{sn^2}{1790.7}. \quad (12)$$

Всі ці розрахункові формули дають наближені результати, так як не враховують зміну динамічного рівня, відкладень парафіну, виносу піску, механічних домішок та інших особливостей експлуатації свердловин.

Для оцінки ефективності використання обладнання для підвищення ресурсу насосних штанг та боротьби з СПУ необхідно також провести його промислове випробування та розрахувати економічну ефективність.

**Висновки.** Найкращими можуть бути з'єднання комбіновані, тобто комбінація адгезійних та з'єднань обтисканням, яка може підвищити їх міцність у 1,5 рази. За результатами випробувань трубчастих насосних штанг зі склопластику зовнішнім діаметром 22 мм та товщиною стінки 3,0 мм їх границя міцності складає  $\sigma_b = 503$  МПа. Витривалість порожнистих штанг незначно поступається витривалості суцільних склопластикових насосних штанг аналогічного діаметру.

## Література

1 Насосні штанги і труби з полімерних композитів: проектування, розрахунок, випробування / Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М. та ін. – Львів: ІППММ імені Я.С.Підстригача НАН України, 2003. – 352 с.

2 Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт: Автореферат дис...канд. техн. наук: 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2004. – 175 с.

3 Сапожников С.Б. Проектирование узла соединения стеклопластиковых трубчатых штанг глубинного насоса // Нефтегазовое дело, 2004. [www.ogbus.ru](http://www.ogbus.ru).

4 Копей В.Б. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ “Долинанасфтогаз” / В.Б. Копей, І.І. Стеліга // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 4(5). – С. 78-80.

5 Тараевский С.И. Анализ поломок глибиннонасосных штанг в НГДУ “Долинанасфтогаз” / С.И.Тараевский, Б.В.Копей // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. Респ. межвед. научн.-техн. сб. Вып. 19. – Львов: Вища школа, 1982. – С.104-107.

6 Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения. / Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.

7 Фаерман И.Л. Штанги для глубинных насосов / Фаерман И.Л. – Баку: Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.

8 Муравьев И.М. Насосная эксплуатация скважин за рубежом / Муравьев И.М., Мищенко И.Т. – М.: Недра, 1967. – 239 с.

9 H.A.Tripp. Mechanical performance of fiberglass sucker-rod strings, SPE Production Engineering, August 1988, pp. 346-350.

10 Експлуатація свердловин у нестійких колекторах: Монографія / Бойко В.С., Франчук І.А., Іванов С.І. та ін. – К., 2004. – 400 с.

11 Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами / А.Н.Адонин. – М.: Недра, 1979. – 213 с.

Стаття поступила в редакційну колегію

16.01.10

Рекомендована до друку професором  
Ю. Д. Петриною