

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу**

Б. В. Копей, О. О. Кузьмін, С. Ю. Онищук

**ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОПЕРЕДЖЕННЯ
ВІДКЛАДЕНЬ АСФАЛЬТОСМОЛИСТИХ
РЕЧОВИН, ПАРАФІНУ ТА ПІСКУ**

МОНОГРАФІЯ

*Рекомендовано Вченою радою ІФНТУНГ
протокол №13/534 від 25 грудня 2013 р.*

**Івано-Франківськ
2014**

УДК 622.276.054

ББК 33.361.6

К 65

Рецензенти: *Тарко Я.Б.* - професор кафедри розробки та експлуатації нафтогазових родовищ ІФНТУНГ, доктор технічних наук, професор

Тарабарінов П.В. - директор НДПІ ПАТ «Укрнафта», кандидат технічних наук, доцент

Парайко Ю.І. - доцент кафедри нафтогазового обладнання ІФНТУНГ, кандидат технічних наук

Рекомендовано до друку Вченою радою Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, протокол № 13/534 від 25 грудня 2013 р.

Копей Б.В.

К65 Обладнання для попередження відкладень асфальтосмолисто-речовин, парафіну та піску: монографія / Б. В. Копей, О. О. Кузьмін, С. Ю. Онищук. Серія «Нафтогазове обладнання», том 3 – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2014 – 216 с.

ISBN 978-966-694-194-0

Монографія присвячена аналізу відкладень смолисто-парафінових утворень та солей, які призводять до збільшення навантаження на СШНУ, зменшення пропускної здатності труб та необхідності проведення підземних ремонтів, пов'язаних з депарафінізацією. Отримані результати з негативного впливу піску, який міститься в продукції свердловин, що викликає абразивне зношування плунжерної пари і клапанних вузлів насоса, і як наслідок – виникає необхідність проведення тривалого і дорогого підземного ремонту свердловин. Удосконалено обладнання для попередження відкладень парафінів, смол, солей та піску з використанням тривимірного моделювання та методу скінченних елементів. Запропоновано композитні покриття для насосних штанг, які зменшують відкладення парафінів, та оцінено їх ефективність при зміцненні штанг з дефектами.

Монографія призначена для спеціалістів з експлуатації нафтогазового обладнання, може бути корисною для студентів, магістрів та аспірантів відповідного профілю.

УДК 622.276.054

ББК 33.361.6

ISBN 978-966-694-194-0

© Копей Б.В., Кузьмін О.О., Онищук С.Ю., 2014

© ІФНТУНГ, 2014

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОПЕРЕДЖЕННЯ ПАРАФІНОВИХ ТА АСФАЛЬТОСМОЛИСТИХ ВІДКЛАДЕНЬ	9
1.1 Аналіз парафінових та асфальтосмолистих відкладень (АСПВ) у процесі штангово-насосної експлуатації нафтових свердловин	9
1.2 Аналіз існуючих теорій, методів та обладнання для боротьби з відкладеннями парафінів, асфальтосмолистих речовин та піску	12
1.2.1 Теплові методи	13
1.2.2 Електродепарафінізація	16
1.2.3 Фізичні методи	19
1.2.4 Вібраційні методи	20
1.2.5 Хімічні методи	21
1.2.6 Механічні методи	25
1.3 Визначення оптимальної кількості та місця встановлення полімерних скребоків у свердловині	35
1.4 Пристрої для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг	39
1.4.1 Розрахунок величини крутного моменту, створюваного лопатами протектора	42
1.4.2 Визначення раціональних параметрів протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг	50
1.4.3 Обґрунтування параметрів протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг	52
1.4.4 Визначення раціонального значення кута нахилу лопаті на виході з протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг	56
1.4.5 Визначення зусилля, що діє з боку потоку на протектор для створення додаткового крутного моменту	58
1.4.6 Розрахунок крутного моменту, створюваного протектором при русі колони насосних штанг вгору	62
1.4.7 Розрахунок зусилля, що діє з боку потоку на протектор, для створення додаткового крутного моменту при русі колони насосних штанг вгору	64
1.4.8 Моделювання протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг методом скінченних елементів	66
1.5 Застосування захисних покриттів	72
1.6 Склопластикові порожнисті та поплавкові штанги	73
1.6.1 Світовий досвід використання склопластикових порожнистих та поплавкових штанг для попередження відкладень АСПР	73
1.6.2 Розрахунок компонування колони порожнистих та поплавкових насосних штанг	89

1.7 Насосні штанги з склопластиковими покриттями	95
1.7.1 Корозійна активність середовища	95
1.7.2 Сучасні методи боротьби з корозійною втомою насосних штанг	101
1.7.3 Покриття тіла насосних штанг склотканними стрічками	105
1.7.4 Технологія нанесення склотканного покриття	107
1.8 Нові методи підвищення герметичності з'єднання НКТ	118
1.8.1 Вдосконалення з'єднання НКТ	118
1.8.2 Моделювання модернізованого з'єднання насосно-компресорних труб методом скінченних елементів	121
1.9 Розроблення обертача колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії	123
1.9.1. Математична модель обертача колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії	123
1.9.2. Синтез геометричних параметрів обертача	124
1.9.3. Вплив довжини ходу полірованого штока на розміри ланок	133
1.9.4. Вплив довжини ходу полірованого штока на розміри ланок	136
1.10 Стійкість колони насосних штанг під дією силових факторів із врахуванням впливу крутного моменту, створюваного обертачем	137
1.10.1 Загальна задача стійкості колони насосних штанг. Основні припущення і диференціальні рівняння	138
1.10.2. Врахування впливу рідини	143
1.10.3. Складання граничних умов	144
1.10.4. Розв'язок загальної задачі стійкості	147
2 ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БОРТЬБИ З ПРОЯВАМИ ПІСКУ ТА СОЛЕВІДКЛАДЕННЯМИ	151
2.1 Аналіз існуючих теорій, методів та обладнання для боротьби з проявами піску	151
2.1.1 Вибійні гравійні та трубні фільтри	153
2.1.2 Кріплення порід привибівної зони	157
2.1.3 Сепарація піску на вході в насос	159
2.2 Розроблення конструкцій захисних пристроїв, що встановлюються на прийомі насоса	164
2.3 Розроблення струминних насосів для виносу піщаних пробок	166
2.3.1 Визначення областей застосування струминних насосів у нафтовій промисловості	166
2.3.2 Виведення рівняння гідравлічної характеристики струминного насоса	174
2.3.3 Розроблення пристрою для промивання піщаних пробок	178
2.4 Використання методу скінченних елементів і пакету програм SolidWorks® і CosmosFlowworks® для дослідження омагнічуючого пристрою при попередженні солевідкладень	183
Література	192

ВСТУП

Видобування нафти штанговими насосними установками почало застосовуватись з початку ХХ століття. Зараз близько 57 % загального фонду свердловин в країнах СНД експлуатуються штанговими свердловинними насосними установками. Глибинно-насосний фонд України представлений, головним чином, штанговими свердловинними насосами. Частка видобутку, що забезпечується свердловинами, обладнаними штанговими насосами складає 62,4 %. В Західній Європі видобування штанговими насосами застосовується на 90 % всіх працюючих свердловин. У США штангове видобування нафти складає 85 % всього експлуатованого фонду свердловин. У 1983 р. в США експлуатувалось 450 тис. свердловин із штанговим способом видобування.

При видобуванні нафти штанговою насосною установкою плунжерний насос, занурений в пластову рідину, приводиться в дію шляхом передачі зворотно-поступального руху через колону насосних штанг, з'єднану з розташованим на поверхні верстатом-качалкою. Як показує практика, найбільш складними відмовами штангової свердловинної насосної установки є відмови її підземної частини, особливо штангової колони (колони насосних штанг) внаслідок утворення піскових пробок та відкладення асфальтосмолистих речовин (АСПР) у свердловинному обладнанні та корозійно-втомного руйнування та зношування [1-7].

Відклади смоло-парафінових утворень, призводять до збільшення навантаження на СШНУ, зменшення пропускної здатності труб та необхідності проведення підземних ремонтів, пов'язаних з депарафінізацією. Так, нафти родовищ Прикарпаття характеризуються високим вмістом парафіну (9,5-12,5 %) і смол (14,5-17,5 %). Сучасні методи боротьби з АСПВ (теплові, хімічні) є дорогими та часто неефективними.

Негативний вплив піску, який міститься в продукції свердловин, призводить до абразивного зношування плунжерної пари і клапанних вузлів насоса, і як наслідок – виникає необхідність проведення тривалого і дорогого підземного ремонту свердловин. Окремі сучасні методи боротьби з виносом піску попереджують потрапляння на прийом насоса піщинок великого діаметра, і можуть бути застосовані для насосів невеликих діаметрів, окрім того застосування звичайних методів промивання піскової пробки у випадках негерметичності експлуатаційної колони, аномально низьких пластових тисках та при слабко дренованих пластах є технічно неможливим.

Продукція пласта, крім вуглеводів, містить воду, солі, гази CO_2 , H_2S і SO_2 , що спричиняють корозійні процеси в матеріалі насосних штанг і насосно-компресорних труб. Корозія сталевих штанг у декілька разів знижує циклічний ресурс штанг. Швидкість корозії сталевих штанг може сягати 6 мм/рік. Збитки нафтовидобувної промисловості США від втрат, пов'язаних із корозією, становлять 676,9 млн доларів [8-12].

Причинами відмов, що реєструються при експлуатації сталевих штанг, служать:

- корозійно-втомне руйнування штанг і муфт;
- зриви різьби;
- вихід з ладу в результаті механічного зносу тіла насосної штанги від тертя;
- відгвинчування муфтового з'єднання насосних штанг.

Корозійно-втомне руйнування колони спричинене дією змінного циклічного осьового навантаження в поєднанні з дією корозійно-активного середовища. Загалом, в умовах циклічного навантаження, корозійне середовище знижує циклічну міцність сталевих штанг від 3 до 9 раз. Для цього типу відмов характерні поломки штанг по тілу, різьбі ніпеля та зарізьбовій канавці, по тілу муфти та поломки полірованого штока.

Важливо, що близько 90 % обривів штанг по тілу трапляються безпосередньо за головкою штанги, на віддалі 20-150 мм від її нижнього бурта. Основною причиною цього є згин тіла штанги за головкою, який може бути зумовлений втратою стійкості колони при дії високих навантажень стиску, падінням обірваної частини колони або недотриманням правил транспортування і експлуатації штанг.

Втомні руйнування по тілу муфти зумовлені високою концентрацією напружень у місці останньої робочої впадини різьби муфти, спрацюванням муфти та недотриманням правил експлуатації.

Втомні руйнування ніпеля штанги, в основному, зумовлені високою концентрацією напружень у перших витках різьби і зарізьбовій канавці, а також неконтрольованим моментом згвинчування з'єднання.

Причиною руйнування різьбового з'єднання шляхом зриву витків різьби є неконтрольований момент згвинчування та глибоке спрацювання муфти.

Серед причин відгвинчування муфтового з'єднання називають недотримання правил згвинчування, а також дію навантажень стиску на колону. Часто підвищення відгвинчувань з'єднань спостерігають у свердловинах з інтенсивним відкладенням парафіну.

При цьому відкладення парафіну на насосних штангах, муфтах та НКТ призводить до збільшення амплітуди циклічних навантажень на обладнання насосної установки, таким чином знижуючи ресурс обладнання. Аналіз даних про відмови колони насосних штанг у НГВУ "Долинанафтогаз" показує, що в свердловинах з високим вмістом парафінів відмови колони трапляються на 11 % частіше, ніж у безпарафінових свердловинах.

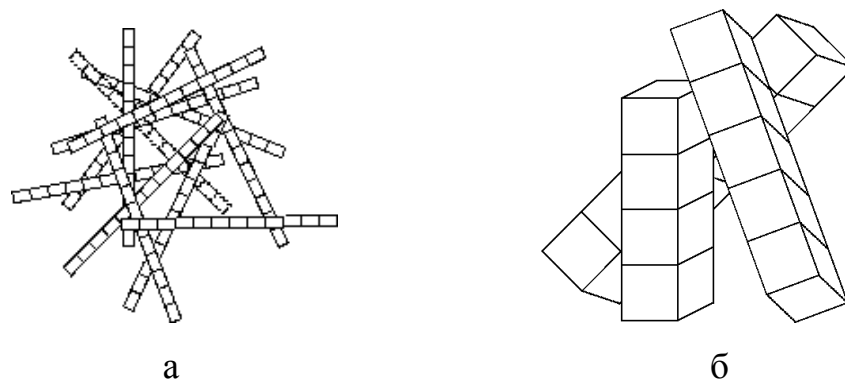
Отже, як показує практика, міжремонтний термін експлуатації установок штангових свердловинних насосів у значній мірі залежить від захищеності обладнання від корозійного руйнування і відкладення парафіну в каналі підйому продукції [14-28].

Таким чином, виникає гостра потреба в розробленні ефективних методів протидії явищам шкідливого впливу піску та відкладень парафіну в каналі підйому продукції свердловини. На сьогодні такі методи розвинуті недостатньо, особливо в плані можливості використання обладнання, виготовленого із композитних матеріалів.

1 ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОПЕРЕДЖЕННЯ ПАРАФІНОВИХ ТА АСФАЛЬТОСМОЛИСТИХ ВІДКЛАДЕНЬ

1.1 Аналіз парафінових та асфальтосмолистих відкладень (АСПВ) у процесі штангово-насосної експлуатації нафтових свердловин

Під парафіновими сполуками, що виділяються з нафти в свердловинах у процесі видобування нафти, розуміють складну вуглеводневу фізико-хімічну суміш, до складу якої входить ціла гама речовин. Кристалічна структура парафіну показана на рис. 1.1.



**Рисунок 1.1 - Мікрокристалічна (а) і макрокристалічна (б) структури
нафтового парафіну**

У першу чергу це - власне парафіни, що є вуглеводнями метанового ряду від $C_{16}H_{34}$ до $C_{64}H_{130}$, а також асфальтосмолисті сполуки, силикагелеві смоли, масла, вода, механічні домішки.

Вміст окремих компонентів в парафіністій масі різний і залежить від умов формування нафтового покладу і характеристики нафти.

Загальноприйнята технологічна класифікація поділяє нафти за змістом парафіну на такі види [148]:

- малопарафінові менше 1,5 % (за масою);
- парафінові від 1,5 до 6 % (за масою);
- високопарафінові – більше 6,0 % (за масою).

При цьому слід сказати, що наявність парафіну незалежно від його кількості в нафті ставить перед виробничниками багато технологічних і технічних завдань, пов'язаних з ліквідацією ускладнень, що викликаються ними [7].

Парафіни в нафті, в умовах пластів, знаходяться в розчиненому стані.

Асфальтени – порошкоподібні речовини бурого або коричневого кольору, густиною більше одиниці, масовий вміст яких в нафті досягає 5,0 %. У асфальтенах міститься (масова частка) 80,0-86,0 % вуглецю, 7,0-9,0 % водню, до 9,0 % сірки, 1,0-9,0 % кисню і до 1,5 % азоту. Вони є найбільш важкоплавкою і малорозчинною частиною відкладень важких компонентів нафти [101].

Смоли і асфальтени володіють такими властивостями [102]:

1. Хімічні і фізико-хімічні процеси за участю АСПВ мають колективний характер. Асфальтени не є індивідуальними компонентами, а утворюють асоціативні комбінації, в центрі яких локалізовані стабільні вільні радикали.

2. Виникнення сольватної оболонки з діаманетиків є обов'язковою умовою існування парамагнітних частинок у розчинах. Утворення сольватних оболонок послаблює сили тяжіння парамагнітних молекул і перешкоджає їх рекомбінації в результаті теплового руху.

3. Смоли складаються з діаманетичних молекул, частина яких здатна переходити у збуджений триплетний стан або піддаватися гомолізу. Тому смоли є потенційним джерелом асфальтенів.

4. Властивості асфальтенових утворень визначаються не елементним складом, а, перш за все ступенем міжмолекулярної взаємодії компонентів.

У межах одного нафтовидобувного регіону і навіть окремого родовища компонентний склад АСПВ змінюється в широких межах. Знання складу АСПВ має практичне значення для визначення оптимальних методів боротьби з ними, зокрема, для вибору хімічних реагентів. Цей вибір часто здійснюють виходячи з типу АСПВ (табл. 1.1) [103].

Таблиця 1.1 – Класифікація асфальто-смолистих відкладів

Група АСПВ	Підгрупа АСПВ	Відношення вмісту парафінів (П) до суми смол (С) і асфальтенів (А), П/(С + А)	Вміст механічних домішок, %
Асфальтеновий (А)	А1	0,9	0,2
	А2	0,9	0,2-0,5
	А3	0,9	0,5
Змішаний (С)	С1	0,9-1,1	0,2
	С2	0,9-1,1	0,2-0,5
	С3	0,9-1,1	0,5
Парафіновий (П)	П1	1,1	0,2
	П2	1,1	0,2-0,5
	П3	1,1	0,5

Для дослідження складу і структури АСПВ використовують екстракційний, хроматографічний, термічний, спектральний, електрохімічний та інші методи [186].

Таким чином, склад АСПВ залежить від складу нафти і термодинамічних умов їх утворення. У табл. 1.2 наведено середній компонентний склад нафти, розчиненого газу.

Основними компонентами відкладень є парафіни, зміст яких змінюється від 20 до 70 % (за масою), і асфальтосмолисті з'єднання - від 20 до 40 % (за масою). Температура застигання парафінів на 3—10 °С вище за температуру застигання відкладень і складає 66-75 °С [7].

Таким чином, температура насичення нафти парафіном визначає глибину початку кристалізації АСПВ у свердловині, інтервал осадоутворення та інше [104].

Промислові дослідження [105,106] показують, що основна роль у формуванні АСПВ, що приводять до значних технологічних і економічних проблем, належить асфальтенам.

Таблиця 1.2 - Середній компонентний склад нафти

Компоненти	Склад сепарованої нафти, масова частка, %	Склад розчиненого газу, об'ємна частка, %	Склад пластової нафти, масова частка, %
CH ₄	0,04	80,7	58,1
C ₂ H ₆	0,05	9,2	6,63
C ₃ H ₈	0,28	5,92	4,27
ізо – C ₄ H ₁₀	0,17	0,84	0,59
н – C ₄ H ₁₀	0,55	1,67	1,18
ізо – C ₅ H ₁₂	0,48	0,39	0,29
н – C ₅ H ₁₂	0,64	—	—
C ₆ H ₁₄	1,49	0,29	0,22
C ₇ H _{16+B}	96,3	0,13	2,864
CO ₂	—	0,67	0,44
N ₂	—	0,192	0,15

1.2 Аналіз існуючих теорій, методів та обладнання для боротьби з відкладеннями парафінів, асфальтосмолистих речовин та піску

Розвиток технології і техніки боротьби з парафіноутворенням має тривалу історію. Але не можна стверджувати що до цього часу всі труднощі, пов'язані з розв'язанням даної проблеми, подолані. Різноманітність умов розробки родовищ і характеристик нафти вимагає індивідуального підходу. Всю сукупність методів боротьби із парафіновими відкладеннями можна розділити на дві групи – попередження і видалення (рис. 1.2). Перші передбачають використання засобів і методів, які уповільнюють або повністю припиняють процеси утворення кристалів парафіну, другі – передбачають періодичне очищення обладнання від утворень, які ще не досягли розмірів, що суттєво ускладнюють роботу установки.

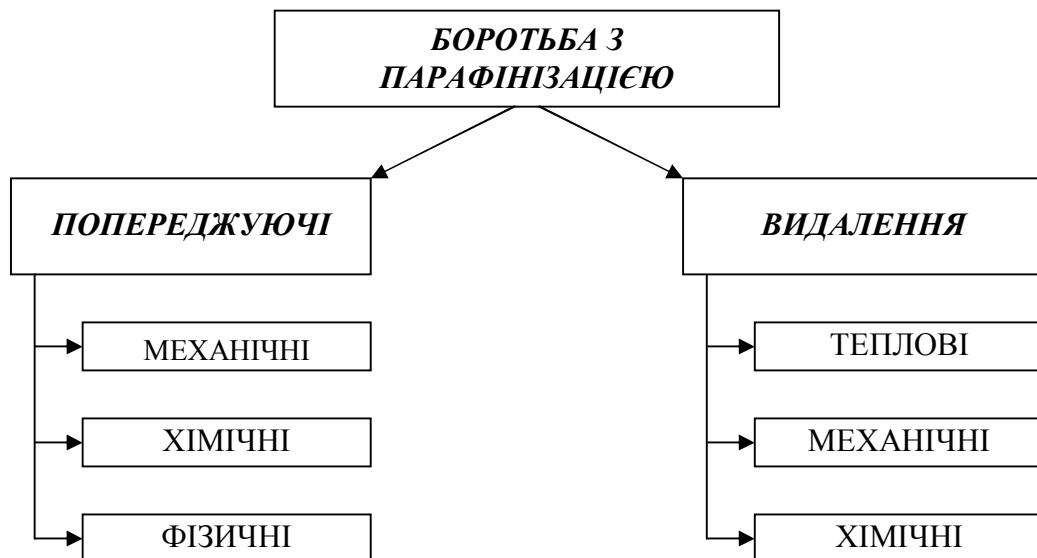


Рисунок 1.2 - Класифікація сучасних методів боротьби із парафінізацією підземного комплексу СШНУ

Зрозуміло, що використання методів попередження парафінізації є більш бажаним завдяки тому, що відсутній негативний вплив парафінових утворень на стінках прохідного каналу, але ці методи характеризуються високою вартістю і складністю їх проведення.

Методи видалення значно дешевші і простіші, однак їх недоліком є часта потреба в тривалій зупинці процесу видобування.

Розглянемо детальніше методи боротьби із парафіноутворенням.

Перелічені методи з невеликими змінами, а іноді і без них, застосовують у свердловинах з різними способами експлуатації.

1.2.1 Теплові методи

Теплові методи базуються на властивостях парафіну плавитися за температур вище 50 °С і, стікаючи з нагрітої поверхні, звільняти її.

Дія високої температури вимагає застосування спеціального джерела тепла, яке може бути поміщений безпосередньо в зону відкладень або виробляти тепловий агент на гирлі свердловини.

У даний час використовують такі технології із застосуванням:

- 1) гарячої нафти або води як теплоносія чи пари;
- 2) електричних печей наземного і свердловинного виконання;
- 3) агентів, взаємодія яких веде до хімічної реакції, що супроводжується виділенням деякої кількості тепла.

Технологія застосування теплоносія передбачає нагрів рідини в спеціальних нагрівачах - котельних установках пересувного типу і подачу її в свердловину способом прямого або зворотного промивання.

Для цієї мети промисловість випускає спеціальні агрегати - депарафінізація пересувні установки, оснащені казанами - підігрівачами рідини до температури 150 °С і насосами, що розвивають тиск до 16 МПа. Нагрітий агент може циркулювати в свердловині певний час, забезпечуючи розплавлення і видалення відкладень.

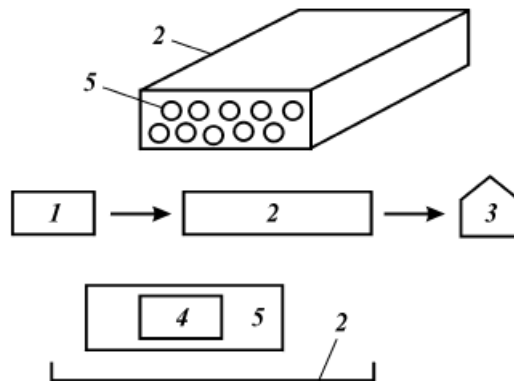
Найбільш ефективним вважається зворотне промивання, що виключає утворення парафінових пробок, котрі часто виникають під час прямого промивання.

При подачі пари в свердловину відбувається інтенсивна конденсація пари і, як затверджують автори, на глибині 300-400 м температура пари знижується до температури свердловини.

Найдоцільніше застосовувати пересувні парогенеруючі установки (ППУ) для очищення маніфольдів, арматури і трубопроводів у зоні розташування свердловини. Підняті на поверхню НКТ краще очищати таким чином. Помістити їх в касету і впливати на них парою від ППУ за схемою, наведеною на рис. 1.3. При цьому одночасно очищаються 10-20 труб. Для посилення ефекту в труби можна вставити поршні.

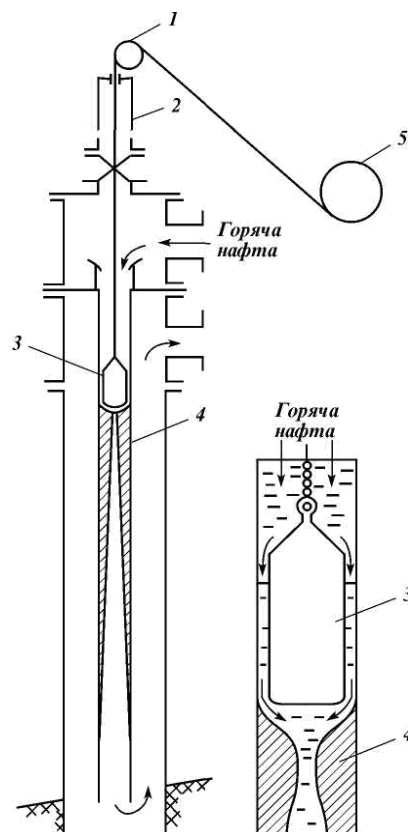
Персіянцев М.Н. [7] зауважує, що підвищення ефективності очищення НКТ від відкладень парафіну може бути досягнуте такою, що раніше застосовувалася, але до теперішнього часу повсюдно втраченою технологією, наведеною на рис. 1.4. Поліпшення процесу очищення відбувається завдяки поєднанню операції

промивання гарячою рідиною із спуском поршня. Останній забезпечує направлений рух теплоносія уздовж внутрішньої поверхні НКТ і раціональніше використання тепла.



1- паропересувна установка; 2 – касета; 3 – ємність для зливу;
4 – поршень; 5 – НКТ

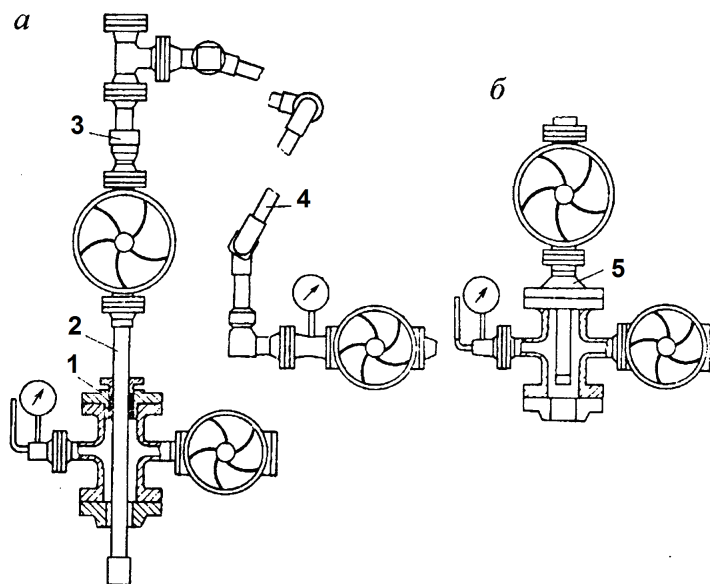
Рисунок 1.3 - Спосіб очищення насосно-компресорних труб від парафіну



1 - направляющий ролик; 2 - лубрикатор; 3 - плунжер;
4 - парафин; 5 - лебідка з канатиком

Рисунок 1.4 - Схема облаштування свердловини для депарафінізації гарячою нафтою за центральною схемою із застосуванням плунжера

Застосування пари, що виробляється пересувними установками типу ППГУ - 4/120М, «Такума» KSK з температурою до 310 °С і тиском до 10 МПа відбувається в комплекті з арматурою устя АП60-150 (Рис.1.5) в різних схемах виконання а і б, лубрикатором ЛП 50-150 і колонною головкою ГКС .



1 – устьвий сальник; 2 – колона насосно-компресорних труб;
3 – стовбурний шарнір; 4 – устьвий шарнірний пристрій; 5 – перевідна котушка

Рисунок 1.5 – Схема арматури АП 60-150 для нагнітання в пласт пари або гарячої води

1.2.2 Електродепарафінізація

Застосування електрики для депарафінізації має давню історію, коли на Сахалінських промислах, а потім в НГВУ "Туймазанефть" на НКТ подавався електричний струм напругою 2000-6000 В. Одним з різновидів депарафінізації є застосування пристроїв, що розташовуються в області інтенсивного парафіноутворення. Конструкція перших нагрівачів (рис. 1.6) включала обмотку 2, осердя 3, пересувний контакт 1, приєднувальні клеми 4 і 5, електроджерело 6.

Тут осердям служить колона насосно-компресорних труб. Подача напруги здійснюється на індукційну котушку по обсадній колоні, а на осердя - по НКТ. Умовою роботи схеми є забезпечення надійної ізоляції НКТ від обсадної колони. Це досягається застосуванням центраторів, виконаних з електроізоляційного матеріалу.

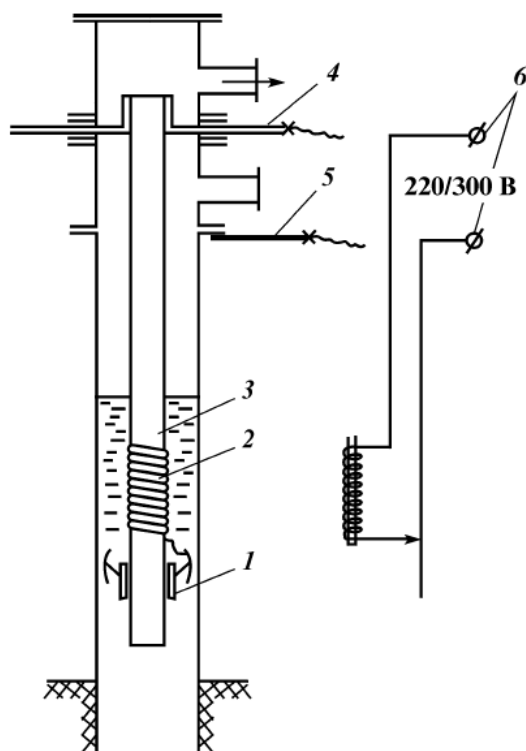


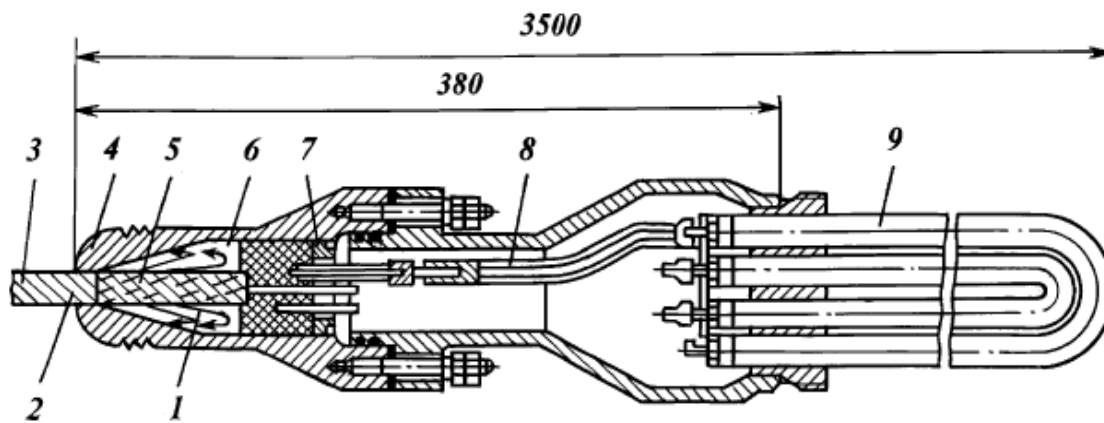
Рисунок 1.6 - Схема облаштування свердловини і електрична схема при депарафінізації із застосуванням індукційної електропечі

Розвитком цього виду електродепарафінації є розроблені в ТатНДПНафта індукційні нагрівачі, електроживлення яких здійснюється по кабелю. Це забезпечує вищу надійність і безпеку конструкції.

Останніми роками промисловість освоїла випуск установки для електропрогрівання свердловин типу УЕС-1500, яка забезпечує спуск у свердловину на кабелі - канаті на глибину до 1500 м електропечі потужністю до 50 кВт.

Установка створює температуру в інтервалі спуску до 100 °С і включає лебідку, змонтовану на шасі автомобіля, автотрансформатор, кабель-канат і електропіч (рис. 1.7). Призначення автотрансформатора - компенсувати втрати напруги в кабелі, значення якої залежить від глибини спуску електропечі.

Досвід застосування електропідігрівачів на промислах Башкортостана показав їх ефективність. Відмічена також ненадійна конструкція вузла приєднання кабелю до нагрівача.



1 - кріплення кабеля; 2 - дротяний бандаж; 3 - кабель; 4 - головка; 5 – азбестове обплетення; 6 — свинцева заливка; 7 - гайка; 8 - клемник; 9 - підігрівач

Рисунок 1.7 - Електропідігрівач свердловинний

Подальшим розвитком цього напрямку з'явився спуск нагрівачів всередину НКТ безпосередньо в інтервали парафіноутворення, для чого була розроблена малогабаритна піч діаметром 29 мм і потужністю 9,45 кВт. Застосування електронагрівачів для боротьби з відкладеннями парафіну в гирловій арматурі і маніфольдах було реалізоване в НГВУ "Туймазанефть" шляхом монтажу на гирлі свердловини спеціальної батареї з трьох труб, що з'єднуються між собою, і на які намотувалася електрична обмотка.

Потужність нагрівача складала 24 кВт, температура нагріву рідини досягала 75 °С. Пристрій дозволяє здійснювати циркуляцію нагрітої рідини через арматуру і робочий маніфольд і забезпечувати задовільне їх очищення від парафіну.

Застосування даного пристрою особливе ефективно на віддалених свердловинах, розташованих у важкодоступних місцях.

Недивлячись на деякі позитивні сторони електродепарафінізації, вона отримала обмежене застосування внаслідок нетривалого ефекту від дії і ненадійності серійних конструкцій, що роблять їх експлуатацію небезпечною для персоналу.

1.2.3 Фізичні методи

Методи, що можна віднести до фізичних, засновані на застосуванні електричних, магнітних, електромагнітних полів, механічних та ультразвукових коливань. До найбільш перспективних із цих методів потрібно віднести дію перемінних електромагнітних полів на парафіністу нафту. У результаті багатьох промислових та лабораторних досліджень встановлено, що після оброблення нафти електромагнітним полем ступінь парафінізації нафтового обладнання значно зменшується.

Ступінь дії поля на інтенсивність відкладів залежить від фізико-хімічних властивостей, складу нафти, інтенсивності поля і режиму обробки нафтового потоку електромагнітним полем.

Як відомо, нафта являє собою суміш речовин, що володіють різним характером і значенням магнітного сприйняття і електричної поляризації.

При обробці нафтового потоку магнітним полем утворюються додаткові центри кристалізації парафіну по всьому обсязі нафтового потоку. Кристали ростуть не на стінках обладнання а в об'ємі нафти, що зменшує інтенсивність накопичень АСПВ на обладнанні.

Промислові дослідження ефективності обробки нафтового потоку магнітним полем проводили як на території колишнього радянського союзу, так і по всьому світу.

На території Російської Федерації протягом декількох років проводилися промислові дослідження петромагнітного приладу «Магніфло», виробництва компанії «Петролеум Магнітік Інтернешанл» (штат Техас, США). Цей прилад представляє собою труби НКТ із зовнішнім кожухом, в якому розміщуються магніти.

Із 1994 року в Росії НПФ «Технологічні системи» було розроблено прилади із використанням спеціальних спецмагнітів. Це прилади циліндричної форми діаметрами 42 і 60 мм, довжиною 350 та 450 мм масою приблизно 3 чи 5 кг,

виконані із корозійностійкої сталі із елементами кріплення всередині і елементами кріплення, що дозволяють підвішувати їх в НКТ на дроті чи канаті, в тому числі разом із механічним скребом чи обважнювачем. Підйому НКТ у більшості випадків не потрібно.

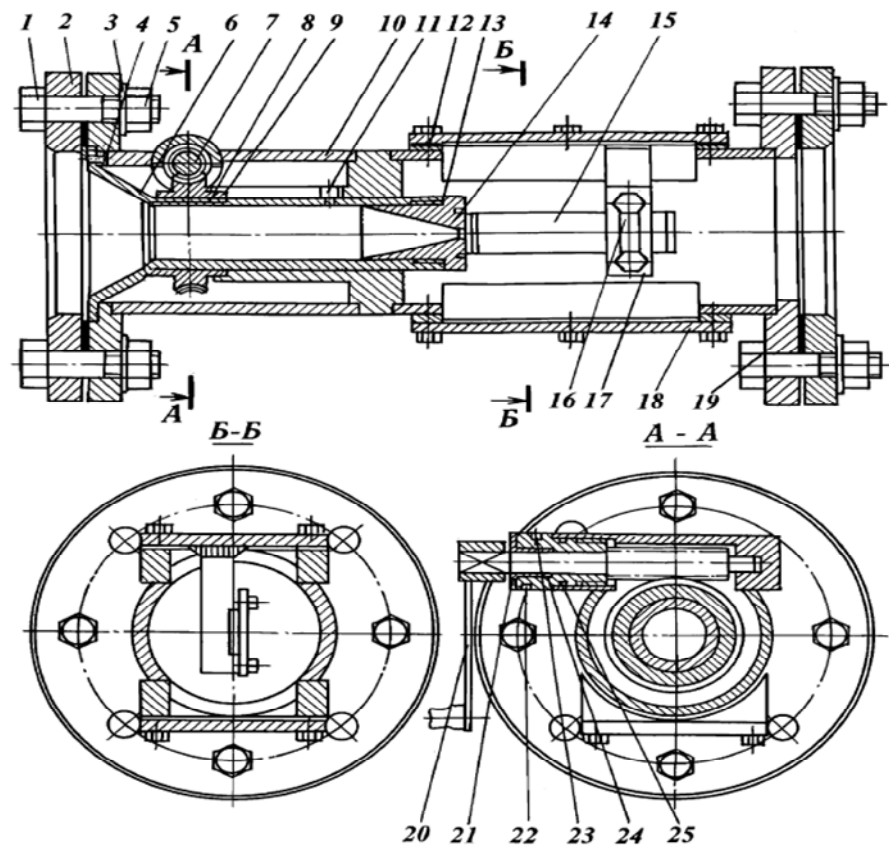
За результатами впровадження магнітних депарафінізаторів можна зробити висновок:

- магнітними депарафінізаторами можна обладнувати свердловини і викидні лінії;
- у фонтанні свердловини і свердловини, обладнані УЕВН, депарафінізатори слід опускати на дроті чи тонкому канаті;
- у свердловинах із високим газовим фактором магнітні депарафінізатори перед запуском необхідно піднімати до лубрикатора;
- для родовищ із незакінченим облаштування магнітні депарафінізатори є оптимальним методом попередження утворення АСПВ.

1.2.4 Вібраційні методи

Методи засновані на створенні в області парафіно-утворення ультразвукових коливань, котрі, діючи на кристали парафіну, викликають їх мікропереміщення, що запобігає їх осадженню на стінках труб. Прилад, наведений на рис. 1.8, генерує гідравлічне коливання частотою до 1,8 Гц завдяки коливанню пластини, розміщеної в центрі потоку рідини.

Опубліковані матеріали наукових та промислових досліджень мають суттєві розбіжності. Вважається, що вібрація впливає на міцність різьбових з'єднань, а також спричиняє їх руйнування чи самовідкручення, також можливе виникнення ефекту резонансного коливання системи, що спричиняє аварії. Через ці та деякі інші причини широкого використання вібраційні методи при боротьбі з парафінами не отримали.



1 – гайка; 2 – фланець; 3 – шайба; 4 – гвинт; 5 – болт; 6 – воронка; 7 – черв'як;
 8 – черв'ячне колесо; 9 – шайба латунна; 10 – шпонка; 11 – прокладка;
 12 – прокладка; 13 – шайба ущільнююча; 14 – штуцер-сопло; 15 – вібраційна
 пластина; 16 – пластинчаста шайба; 17 – планка; 18 – кришка; 19 – прокладка;
 20 – ручка; 21-25 – ущільнення

Рисунок 1.8 - Гідродинамічний вібратор ВГ – 2

Хоча деякі конструкції вібраторів застосовують для депарафінізації нафтового потоку, встановлюючи їх в робочих маніфольдах свердловин.

1.2.5 Хімічні методи

Найбільш широко використовуються зараз хімічні методи попередження утворення відкладень АСПВ. Вони базуються на дослідженнях, у результаті яких було встановлено: дозування в нафту та нафтову емульсію хімічних сполук, котрі володіють певними властивостями, зменшує, а іноді й зовсім запобігає утворенням відкладень.

В основі дії реагентів інгібіторів парафіновідкладень лежать адсорбційні процеси, що проходять на границі розділу між рідкою фазою і твердою поверхнею.

За цією ознакою інгібітори поділяються на змочуючі, модифікатори, депресатори і диспергатори.

Механізм дії змочуючих агентів зводиться до утворення на поверхні матеріалу труб гідрофільної плівки, що перешкоджає адгезії кристалів парафіну до труб і створює умови для їх виносу потоком рідини. Умовою ефективного застосування агентів цієї групи є відсутність будь-яких відкладів на трубах перед використанням інгібіторів.

Модифікатори взаємодіють з молекулами парафіну, послаблюючи процес укрупнення кристалів. Це сприяє підтриманню кристалів у підвішеному стані в процесі їх руху.

Механізм дії депресаторів полягає в адсорбції їх молекул на кристалах парафіну, що ускладнює можливість їх агрегації та скупчення.

Диспергатори – хімреагенти, що забезпечують підвищення теплопровідності нафти, і, як наслідок, сповільнюють процеси кристалізації парафіну.

Об'єднуючи реагенти за принципом їх хімічної дії на АСПВ, отримаємо такі дані (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 - Класифікація хімічних реагентів для попередження АСПВ

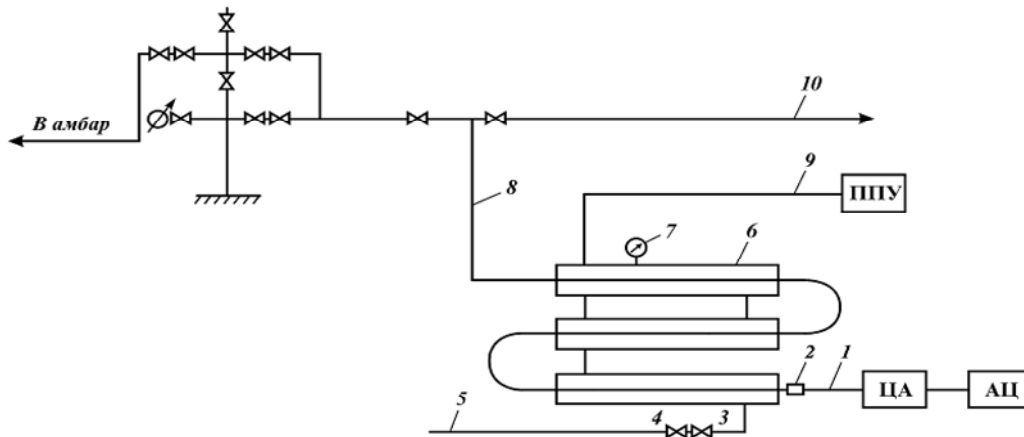
Група інгібітору	Підгрупа та основний компонент
Змочуючі	Поліакриламід (ПАА); інгібітори парафіноутворення – ПІ-1, ПІ-2, ПІ-3; кислі органічні фосфати; силікати лужних металів; водні розчини синтетичних полімерних ПАР
Диспергатори	Солі металів; солі вищих синтетичних жирних кислот; силікатно-сульфанольні розчини; сульфатований лужний лігнін
Модифікатори	Атактичний пропілен з молекулярною масою 2000-3000; низькомолекулярний поліізобутилен з молекулярною масою 8000-12000; співполімери: аліфатичні, етилена і складного ефіра із подвійним зв'язком; трійний співполімер етилена з вінілацетатом і вінілпіролідом; полімер з молекулярною масою 2500-3000
Депресатори	Парафлоу АзНДІ4; алкілфенол ПІХ-9; «Дорад-1А», ВЕО-504, ТюмДІ; «Азолят-7»

Окрему групу складають хімреагенти, призначенням яких є видалення уже утворених відкладів, чи дещо зменшити інтенсивність їх накопичення. Вони отримали назву вилучники і за хімічним складом – це розчинники, котрі є відходами чи проміжними продуктами нафтохімічного виробництва (табл. 1.4).

Таблиця 1.4 - Вилучники АСПВ на основі органічних та неорганічних сполук

Клас вилучника	Розчинник, вилучник
Індивідуальні розчинники	Толуол; 2-метил-метил-бісамін; 4,1,1-пропілен-1,3-діоксан; 4,4-метил-5,6-дигідропирин; 2-метилфуран; сірчистий вуглець; дихлропропан;
Розчинники різного класу органічних сполук природного характеру	Газоконденсат; газовий бензин; суміш зріджених нафтових газів; пироконденсат; МОН-47;Д-13; вуглеводневий шар; проміжковий продукт; «Волжський 1,2,3,4»
Суміш одного чи різних класів органічних сполук – продуктів нафтохімії і нафтопереробки	Легка нафта, гасова фракція; хлорований вуглеводень; пипериленова фракція; суміш ацетатв; альфа-олефинова фракція; уайт-спирт; освітлений гас; пінореагент; адсорбент; нафтовий сольфен
Органічні суміші з добавками ПАР	Газовий бензин с ПАР; ароматизований бензин з пипериленовою фракцією і СЖК; ароматизований конденсат з нафтою і сульфанолам чи ПАР ОП-10; димери и тримери ізобутилена з ОП-10 та I-1-A; розчинники з оксиетилловим ефіром алкіларилової сполуки; розчинники з каталізатором; СНПХ-7Р-1; ізопарафіни із сульфанолатом натрію
Органічні суміші з добавками ПАР	Бутилбензолна фракція з октадецилпропіленом-діаміном
Органічні композиції ціленаправленого змішування хімічних та нафтохімічних продуктів	Гасовий дистиллят з ацетоном; гасова фракція з ацетоном; кубові залишки перхлоретилена з бензиновою фракцією; спирти та кетони з гасом; прозорі емульсії
Вилучники на водяній основі та багатокомпонентні суміші	Розчини оксиалкілірованих продуктів; хлориди алюмінія, магнія, кальція з лугом, емульталом і органічним розчинником; лінгін з водним розчином луку; дисульфід водня з бензолом, ефіром етиленгліколя, спиртом, соляною кислотою чи іншими кислотами; суміш алифатичних та ароматичних вуглеводів з ефіром багатоатомних і нищих спиртів; ПАР-1, ПАР-2; розчинники з лугами та емульгатором; каустік

Для більш ефективного вилучення АСПВ було застосовано гарячий розчинник. Досвід застосування розчинників показав, що з підвищенням температури розчинників до 60 °С швидкість розчинення АСПВ збільшується в 4 рази. З цією метою був розроблений спеціальний підігрівач, що представляє собою теплообмінник «труба в трубі» (рис. 1.8а).



- 1 – лінія подачі розчинника; 2 – термокран; 3 – регулююча засувка; 4 – зворотний клапан; 5 – лінія виходу відпрацьованого пару; 6 – кільцевий простір підігрівача; 7 – манометр; 8 – лінія виходу гарячого розчинника; 9 – паропровід від ППУ; 10 – викидна лінія

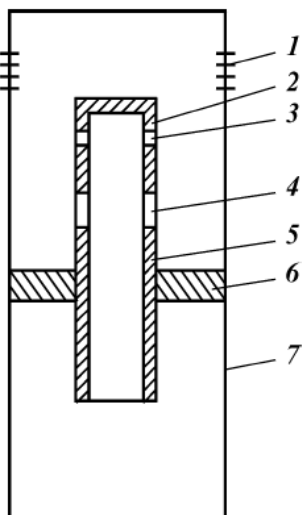
Рисунок 1.8а - Схема обладнання свердловини при обробці гарячим розчинником

Найбільше поширення у світовій практиці отримало декілька способів подачі інгібіторів у свердловину – періодичний і подача в затрубний простір гирловими дозаторами.

Періодичний спосіб передбачає разову «задавку» в пласт певного об'єму розчину насосним агрегатом через затрубний простір чи НКТ без підйому обладнання. Такий спосіб технологічно простий, однак через нетривалий ефект дещо дорогий. За промисловими даними протягом нетривалого проміжку часу після закачування розчину у свердловину виноситься разом із нафтовою сумішшю більша частина інгібітору.

Подача розчину в затрубний простір гирловими дозаторами потребує монтажу дозуючих насосів, а також є неефективною через великі втрати реагенту при проходженні стовпа газорідної суміші від гирла до башмака НКТ.

Найбільш доцільною вважається свердловинна подача інгібітора. При фонтанному способі експлуатації для цієї мети можна використати дозатор гравітаційної дії, що монтується в кінці колони НКТ. Він складається із декількох колон НКТ, заповнених інгібітором, і дозуючого приладу (рис. 1.9).



1 - фільтр; 2 – заглушка; 3 – отвір діаметром 1,5 мм; 4 – отвір діаметром 3 мм;
5 – штуцер; 6 – державка; 7 – контейнер

Рисунок 1.9 - Дозатор гравітаційного типу

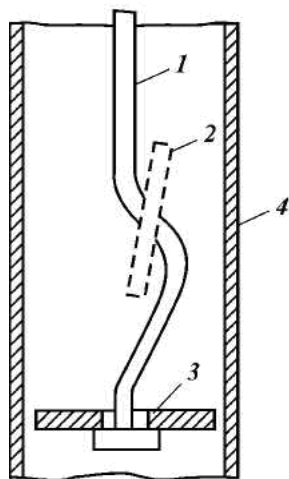
Незважаючи на простоту, вказаний дозатор має суттєвий недолік; витіснення реагенту із контейнера проходить незалежно від режиму роботи, що робить його неекономічним, особливо в періодично працюючих свердловинах.

1.2.6 Механічні методи

Механічні методи передбачають видалення АСПВ, що вже утворилися, на насосно-компресорних трубах. Для цієї мети вітчизняними науковцями розроблена ціла гамма скребків різної конструкції.

Одним з тих, що першим знайшов застосування, був скребковий пристрій, що складається із вигнутої штанги і ножа-диска, що ковзає по ній (рис. 1.10). Пристрій опускався в свердловину на штангах або канаті. На початку спуску

ніж піднімався до зігнутої частини штанги і займав в ній вертикальне положення. Це забезпечувало вільний пропуск його в свердловину. При підйомі диск опускався вниз і займав горизонтальне положення, очищаючи із стінок НКТ АСПВ. Скребок опускався на штангах або тартальному канаті.



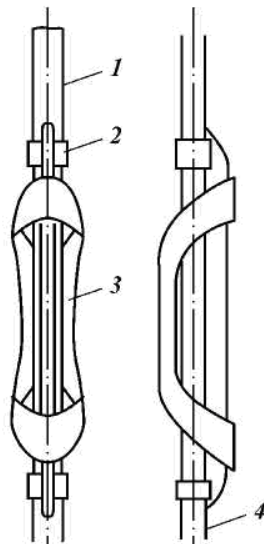
1 – штанга; 2 – диск в положенні спуску; 3 – диск в положенні підйому; 4 – НКТ

Рисунок 1.10 - Штанговий скребок для періодичної очистки НКТ від парафіну

Істотним недоліком такого методу очищення є його періодичність. Останнє не дозволяє контролювати процес і призводить до утворення пробок при очищенні, що закінчується підйомом НКТ.

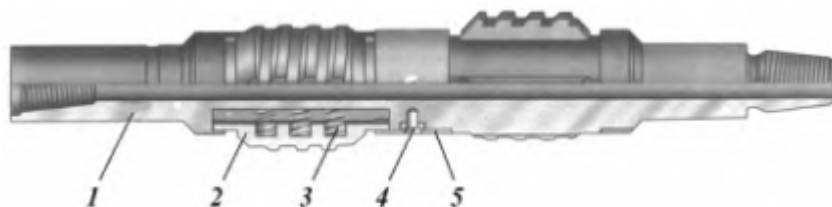
Скребки з бічною ріжучою частиною (рис. 1.11) спочатку оснащувалися бічними ножами постійного перерізу і за ідеєю винахідників повинні були зрізати парафін при русі скребка вниз і вгору. Скребки часто застрягали, дріт, на якому вони опускалися, обривався, що створювало масу ускладнень і закінчувалося підйомом насосно-компресорних труб. Скребок механічний типу С (рис. 1.12) має кращі зрізаючі характеристики.

У скребків з ножами змінного перерізу (рис. 1.13) ножі були виконані розсувними: при спуску вони складались, зменшуючи поперечний габарит, при підйомі розсувалися. Спуск скребків здійснювався ручними лебідками, що було тривалою і трудомісткою операцією.



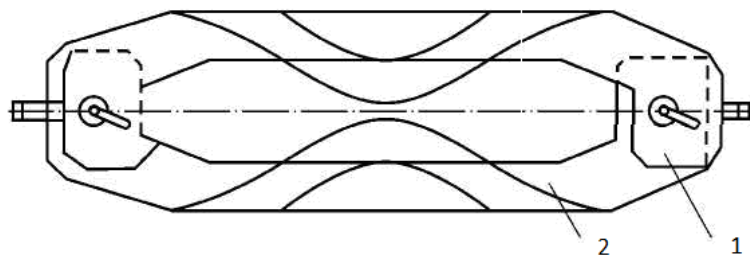
1 – стержень; 2 – хомут; 3 – ніж; 4 – обважнювач

Рисунок 1.11 - Скребок з ножом



1 – корпус; 2 – леза; 3 – пружини; 4 – гвинт; 5 – кільце розрізне

Рисунок 1.12 - Скребок механічний типу С



1 – пластина; 2 – скребок

Рисунок 1.13 - Скребок з ножами змінного перерізу

На нафтових промислах США проблему зношування, центрування штангової колони і відкладень СПУ вирішують шляхом вибору протектора конкретного типу з широкої їх номенклатури на основі даних про викривленість свердловини, фізичних і хімічних характеристик середовища та моніторингу за зношуванням свердловинного обладнання.

Сучасні скребки - протектори для насосних штанг можна поділити за основним їх призначенням на:

1. Протипарафінові (скребки-протектори). Призначені, як правило, для боротьби з АСПВ. Мають конструкцію з тонкими, переважно похилими лопатками, основне призначення яких не центрувати колону в свердловині, а видаляти парафін з поверхонь НКТ або штанг (наприклад, скребок для системи Dual System™).

2. Центруючі (центратори). Призначені для центрування і запобігання згину штанг в свердловині. Мають, переважно, без лопаткову або подовжену конструкцію з широкими лопатками (Stealth XL™, NETB™, Lotus™).

3. Зменшуючі тертя. Призначені для зменшення тертя колони в викривленій або похилій свердловині. Переважно це роликові центратори, або протектори з антифрикційного матеріалу.

4. Захисні (протектори). Призначені для захисту від зношування елементів колони насосних штанг (наприклад, муфтові протектори).

5. Універсальні. Призначені як для боротьби з АСПВ так і для центрування, зменшення тертя і захисту від зношування (до них відноситься більшість пластикових скребоків–протекторів для середніх умов роботи).

За місцем розташування на колоні скребки–протектори поділяються на:

1. Штангові. Розміщуються на тілі штанги з певним інтервалом один від одного.

2. Муфтові. Розміщуються на штанговій муфті. Призначені для захисту муфтового з'єднання від зношування.

3. Напрямні муфти або штанги. Це муфти або короткі штанги з напрямними елементами – роликами або лопатками.

За технологією монтажу штангові протектори можна поділити на:

1. Постійні. Формуються на тілі штанги методом литва.

2. Змінні. Можлива їх заміна в польових умовах. Поділяються на:

2.1. Протектори з пазом (Lotus™, Lotus Rubber™, NEPG™, Guardian™).

2.2. Нагвинчувані (Lotus Twist-On™).

2.3. Збірні – складаються з кількох частин (Ultra-Flow™).

2.4. З нерухомими упорами (LNB™).

За можливістю переміщення відносно штанги:

1. Нерухомі (переважно всі центратори і протектори).
2. Рухомі – призначені для видалення СПУ з поверхні штанг (штангові скребки).
3. Обертові – призначені для завихрювання потоку рідини для боротьби з осадженням парафіну (скребки - завихрювачі).

За матеріалом:

1. Металеві - більш стійкі до зношування та високих температур.
2. Полімерні - стійкі до корозії та мають малий коефіцієнт тертя.
3. Метало-полімерні. Сталеві елементи найчастіше використовують для зміцнення протектора або його посадки на штангу (наприклад, сталева пружина у Lotus Rubber™).

За конструктивними ознаками штангові скребки – протектори можна класифікувати за:

Кількістю лопаток:

1. Лопаткові (кількість лопаток 2-6). Наявність канавок між лопатками суттєво зменшує гідродинамічний опір.
2. Багатолопаткові (кількість лопаток більша 6). Призначені для ефективного зрізання парафіну з стінок НКТ (скребок для системи Dual System™).
3. Безлопаткові. Порівняно з лопатковими ефективніше центрують колону, але значно зростає гідродинамічний опір (Lotus™, Lotus Rubber™, Lotus Twist-On™).

Нахилом лопаток:

1. Без нахилу. Відсутність нахилу лопаток зменшує турбулентність потоку.

2. З нахилом. Забезпечує більш широку площу зрізання парафіну. (Positive Action Slant Vane™, Mort™, скребок для системи Dual System™).

Типом поперечного перерізу канавки:

1. Вигнута. Зменшує площу тертя лопатки, але покращує гідродинамічні характеристики (переважно протектори для легких умов роботи: Straight Vane™, Positive Action Slant Vane™, Turbulence Breaker™).

2. Увігнута. Збільшує площу тертя лопатки (протектори для важких умов роботи: Stealth™, Stealth XL™, Condor™, Ultra-Flow™).

Типом взаємного розміщення лопаток:

1. Без зміщення відносно осі штанги.

2. Зі зміщенням відносно осі штанги. Значно зменшує гідродинамічний опір, але суттєво зростає витрата матеріалу (Condor™, Ultra-Flow™, DoublePlus™).

Наявністю гідродинамічних елементів:

1. З округленням лопаток і без нього. Округлення лопаток зменшує гідродинамічний опір, турбулентність потоку, ударні навантаження, покращує ковзання, але зменшується площа тертя.

2. З гідродинамічним конусом і без нього. Гідродинамічний конус дозволяє зменшити гідродинамічний опір і турбулентність потоку та підвищити міцність посадки протектора на штанзі, але дещо збільшує витрату матеріалу (КАНАРОСС, Turbulence Breaker™, Mort™).

Наявністю технологічних елементів.

Як правило, технологічні елементи (паз, перехресні пази) зменшують загальну площу тертя протектора (див. класифікацію за технологією монтажу).

Довжиною:

1. Короткі (переважно скребки і протектори для легких умов роботи).
2. Подовжені. Забезпечують кращий опір зношуванню, але потребують, для виготовлення, більшого об'єму матеріалу (Stealth XL™, NETB™, NEPG™, Guardian™).

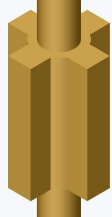
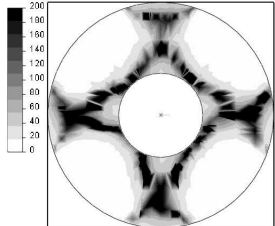

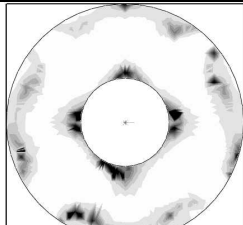

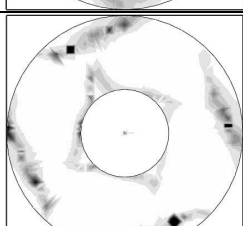

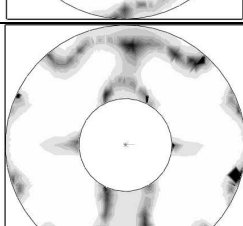

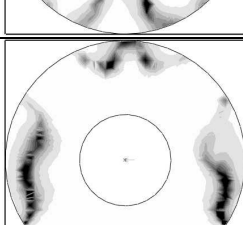

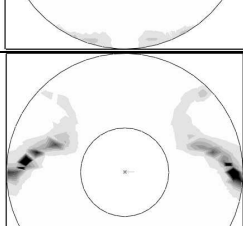
Крім цього, протектори можна поділити на ті, які вимагають застосування штангообертача для ефективної роботи і на ті, при експлуатації яких застосування штангообертача необов'язкове або не допускається (наприклад, Ultra-Flow™). Також, протектори бувають з елементами кочення і без них.

Приведемо аналіз геометричних і гідродинамічних характеристик протекторів що виконано в середовищі Solid Works та за допомогою програми кінцево-елементного аналізу потоку рідини.

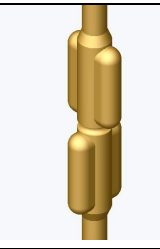
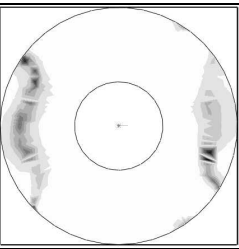
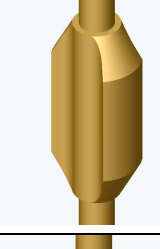
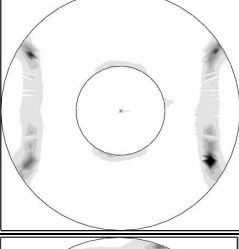

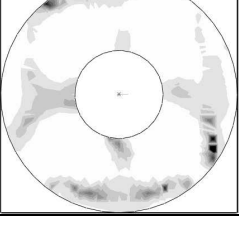
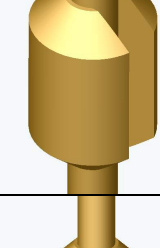
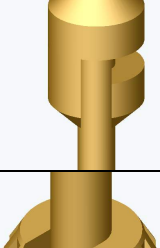
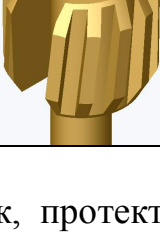
В таблиці 1.5 наведено результати розрахунку геометричних та гідродинамічних характеристик протекторів для штанг діаметром 22 мм і НКТ з внутрішнім діаметром 59 мм. Тут сила гідродинамічного опору – сила, яка діє на скребок.

Як видно з таблиці 1.5, протектори для легких умов роботи мають довжину близько 80 мм, на них витрачається $80 \cdot 10^3 - 100 \cdot 10^3$ мм³ матеріалу, сумарна площа тертя складає 3200-4300 мм². Наявність гідродинамічних схилів дозволяє зменшити силу гідродинамічного опору на 20-50%, проте зменшується сумарна площа тертя. Наявність гідродинамічного конуса не зменшує силу гідродинамічного опору, але інтенсивність турбулентності зменшується вдвоє. Протектори для важких умов роботи мають довжину 120-200 мм, на них витрачається $100 \cdot 10^3 - 150 \cdot 10^3$ мм³ матеріалу, сумарна площа тертя - 5000-7300 мм². Конструкція зі зміщеними лопатками дозволяє зменшити силу гідродинамічного опору до 2,2-3 Н, але загальна витрата матеріалу значно зростає.

Таблиця 1.5 - Геометричні та гідродинамічні характеристики протекторів (скребків) для насосних штанг діаметром 22 мм та НКТ 59 мм [127]

Назва	Модель	Довжина, мм	Об'єм * 1000, мм ³	Кількість лопаток	Середня площа тертя, мм ²	Макс. площа поперечного січ.,	Сила гідродинамічного опору, Н	Інтенсивність турбулентності, %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Проста конструкція		80	98,9	4	5120	1237	5,76	
Ратсо прямими		80	87,7	4	4211	1237	4,6	
Ратсо похилими		80	80,8	4	3712	1127	3,07	
Канаросс		132	97,6	4	4235	1237	5,08	
Turbulence Breaker™		132	85,4	4	3233	1216	2,6	
Ultraflow™		80	82,1	6	4297	1275	8,79	

Продовження таблиці 1.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
DoublePlus™		194	137,7	4	5038	860	2,17	
Condor™		124	115,7	2	5588	1097	2,93	
Stealth™		74	147	4	7297	1535	11,2 5	
Lotus™		90	130,1	-	-	1761	47,3	
Lotus™ перехресними лопатками		90	113,4	-	-	1761	139, 3	
Скребок похилими лопатками		50	63,6	$\frac{1}{3}$	2317	1356	6,62	

Так, протектори типу Condor™ потрібно встановлювати на штанзі попарно, зміщуючи лопатки на 90°. Площа поперечного січення суттєво впливає на силу гідродинамічного опору. У центраторів типу Lotus™ відсутні лопатки, що дозволяє більш ефективно центрувати колону, але при цьому для них характерний значно вищий гідродинамічний опір.

Деколи висока інтенсивність турбулентності за протектором є небажаною. Так, при застосуванні інгібіторів корозії чи інгібіторів відкладання парафіну, інтенсивна турбулентність потоку біля тіла штанги може вимивати їх. Ерозія, руйнування захисних корозійних плівок часто спостерігається за протекторами. Появляються типові паралельні язви і риски. Для чотирьохлопатових протекторів найвища інтенсивність турбулентності біля тіла штанги спостерігається у протектора простої конструкції і протектора PATCO з прямими лопатками; наявність гідродинамічних конусів (КАНАРОСС), увігнутого профілю канавки (Stealth™) зменшують її. Найнижчий цей показник у протектора Turbulence Breaker™, завдяки загостреній формі лопаток.

Важливою геометричною характеристикою є залежність площі тертя протектора об НКТ від величини спрацювання лопатки h_{cnp} (рис. 1.14). Враховуючи те, що в кінцевий момент спрацювання лопатки ($h_{cnp}=10-15$ мм) на неї діють незначні навантаження і інтенсивність спрацювання мала, а також те, що захист елементів колони при такому спрацюванні неефективний, найбільша площа тертя повинна бути при $h_{cnp}=0...10$ мм, а при $h_{cnp}=10...15$ мм – мінімальна.

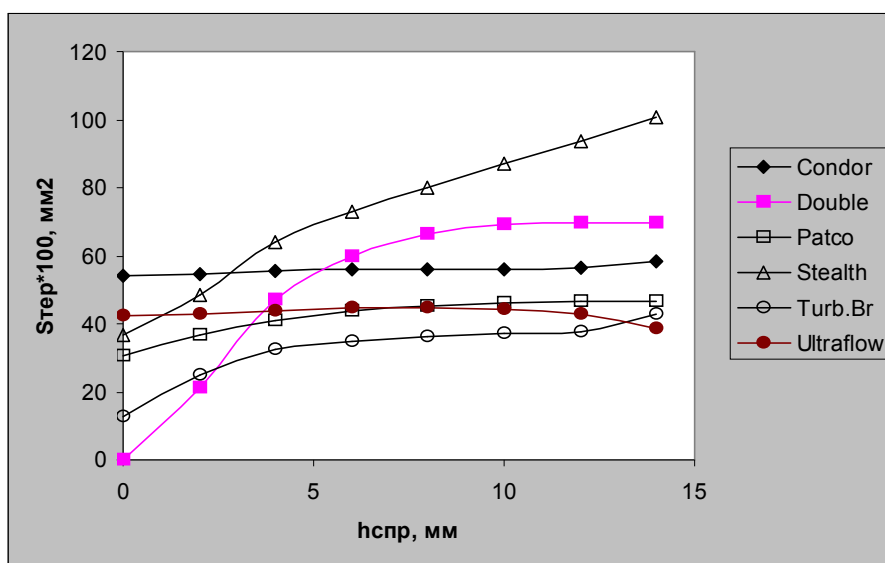


Рисунок 1.14 - Залежність сумарної площі тертя від величини спрацювання лопаток протектора для різних протекторів

З рисунка 1.14 видно, що тільки протектор Ultraflow™ частково відповідає цій вимозі.

Протектори для важких умов роботи DoublePlus™ і Stealth™ забезпечують дуже малу площу тертя, при спрацюванні лопатки до 5 мм, що теж не раціонально. Виходячи з вищесказаного можемо зробити висновок, що для найбільш ефективного видалення парафінових відкладень з поверхні насосно-компресорних труб потрібно розробити та оптимізувати конструкції скребів які б відповідали таким вимогам:

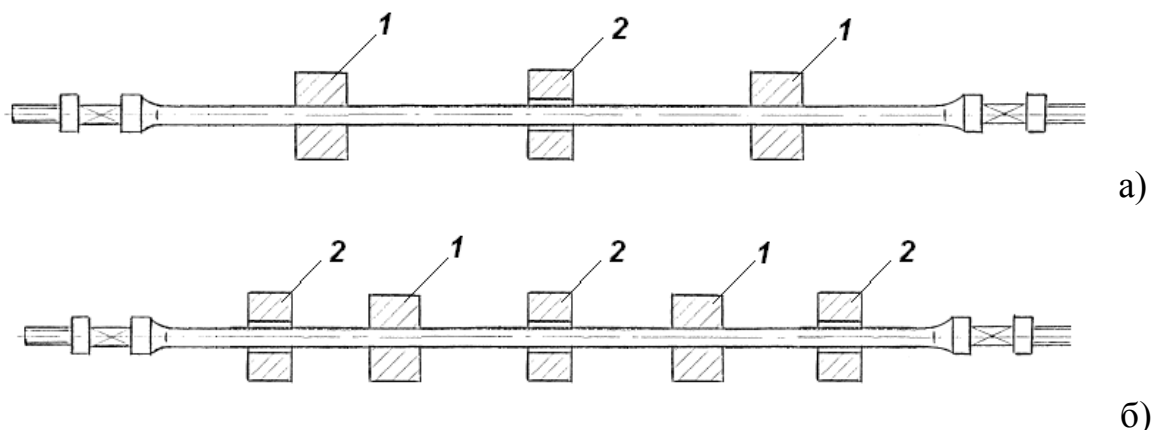
- максимально широкий температурний діапазон використання;
- висока стійкість до спрацювання;
- можливість очищення не тільки насосно-компресорних труб, але й насосних штанг, а також ліквідація так званих «мертвих» зон при очищенні.

1.3 Визначення оптимальної кількості та місця встановлення полімерних скребків у свердловині

Нерухомо встановлені скребки – протектори використовуються для запобігання зношування насосних штанг і внутрішньої поверхні НКТ (особливо у сильно викривлених свердловинах), для запобігання згину і розгвинчуванню насосних штанг, для захисту насосних штанг від пошкоджень, також передбачають видалення АСПВ, що вже утворилися, на НКТ.

Рухомий («літаючий») скребок призначений для очищення НКТ від АСПВ. Насосно – компресорна труба очищається в так званих «мертвих» місцях – місцях куди нерухомий скребок – центратор не доходить, а розміщувати додатковий нерухомий скребок недоцільно. Крім того рухомий («літаючий») скребок очищає поверхню металевої насосної штанги, так як може бути використаний в компоновці із металевими насосними штангами.

На рис. 1.15 наведено різні варіанти розміщення нерухомих скребків та рухомих («літаючих») скребків.



а) полімерна насосна штанга; б) металева насосна штанга;
 1- нерухомий скребок; 2 – рухомий «літаючий скребок»

Рисунок 1.15 - Розміщення нерухомих скребків – протекторів та рухомих («літаючих») скребків на насосній штанзі

Оптимальна кількість рухомих («літаючих») скребків та нерухомих скребків визначається в залежності від довжини ходу полірованого штока верстата – качалки та матеріалу насосних штанг (табл. 1.6).

Необхідну кількість нерухомих скребків – протекторів прийнято розраховувати за формулою:

$$N = \frac{h + 50}{s + L_c}, \quad (1.1)$$

де h – глибина початку відкладень парафіну; s – довжина ходу полірованого штоку; L_c – довжина скребка – протектора.

Для забезпечення роботи «літаючого» скребка потрібно дотриматися наступних вимог:

- 1) скребок повинен мати достатню масу для подолання сил опору його падіння.
- 2) скребок повинен мати найменшу можливу масу, щоб бути піднятим висхідним потоком суміші.

Таблиця 1.6 - Визначення оптимальної кількості рухомих («літаючих») скребків та нерухомих скребків-протекторів на насосній штанзі довжиною 8 м.

Довжина ходу полірованого штока, м		1,0	2,0	3,0
Кількість нерухомих скребків-протекторів, шт.	Металева насосна штанга	6	3	2
Кількість рухомих («літаючих») скребків, шт.		3	2	2
Кількість нерухомих скребків-протекторів, шт.	Полімерна насосна штанга	6	3	2
Кількість рухомих («літаючих») скребків, шт.		-	-	1

Для вільного падіння «літаючий» скребок повинен подолати опір рідини, в якій він знаходиться:

$$\tau = \rho_v \cdot \left[\frac{[C \cdot v_p^2]}{g} + W \right], \quad (1.2)$$

де C – коефіцієнт опору; v_p^2 - швидкість руху нафтогазової суміші відносно «літаючого» скребка; ρ_v – відносна густина нафтогазової суміші на глибині розміщення нерухомого скребка протектора; W – об'єм рухомого «літаючого» скребка.

$$v_p^2 = \frac{Q_{pc}}{F}, \quad (1.3)$$

де Q_{pc} – об'ємний розхід нафтогазової суміші; F – площа поперечного перерізу міжтрубного простору;

Так як «літаючий» скребок розміщений в динамічному рівні рідини і при русі плунжера штангового насоса вгору, відповідно швидкість потоку суміші рідини відносно «літаючого» скребка буде рівна нулю.

Отже формула 1.2 набуде виду:

$$\tau = \rho_v \cdot w \quad (1.4)$$

Проведемо аналогічні розрахунки для підйому скребка, за формулою 1.2.

$$\tau_1 = \rho_v \cdot \left[\frac{[C \cdot v_p^2]}{g} + W \right]$$

Швидкість руху, відносно «літаючого» скребка, нафтогазової суміші через міжтрубний простір:

$$v_p^2 = \frac{Q_{pc}}{F}$$

Визначимо тиск, що створює рідина на рухомий «літаючий» скребок, при його підйомі, біля нижнього нерухомого скребка – протектора:

$$P = \frac{\tau_1}{S}, \quad (1.5)$$

де S – площа перерізу контактної частини рухомого «літаючого» скребка.

Крім цього, при підйомі літаючого скребка, для зрізання відкладеного на стінках НКТ парафіну по дослідженням К.Г. Оркіна необхідно додатковий тиск рідини близько 0,522 МПа.

Загальний тиск, що створить рідина на літаючий скребок повинна бути не меншим тиску стовпа рідини на розрахунковій глибині.

В даному випадку повинна виконуватися умова:

$$P + 0,522 \leq P_g, \quad (1.6)$$

де P_g – тиск на розрахунковій глибині.

Число циклів роботи рухомого «літаючого» скребка визначаємо за формулою:

$$n = \frac{86400}{t}, \quad (1.7)$$

де t – час повного цикл роботи рухомого «літаючого» скребка.

$$t = t_v + t_n, \quad (1.8)$$

де t_v , t_n – відповідно час підйому та падіння рухомого «літаючого» скребка.

Величину гідродинамічного опору, що створюють скребки – протектори визначимо за формулою :

$$F_y = F_c \cdot N \quad (1.9)$$

Додатково скребки - протектори повинні встановлюватися:

- на перших двох – трьох штангах над свердловинним насосом;
- в місцях викривлення свердловини (табл. 1.7);
- на перших двох – трьох штангах від устя свердловини.

Таблиця 1.7 - Інтервал встановлення скребоків - протекторів у залежності від кута викривлення свердловини

Викривлення свердловини (град на 30 м), °	Інтервал встановлення (Скребок-протектор / число штанг)
0,5	1 через кожні 2
1,0	1 через кожну 1
4,0	1 через 4,6 м (вкорочену)
16,0	1 через 1,8 м (вкорочену)

При спуску штанг із скребками – протекторами необхідне обов'язкове використання направляючої конусоподібної воронки для запобігання пошкоджень скребоків - протекторів. Швидкість спуску штанг - 0,25м/с, при цьому проводити візуальний контроль за цілісністю всіх скребоків – протекторів.

1.4 Пристрої для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг

Застосування обертачів колони НШ на нафтових промислах дає змогу вирішити декілька важливих проблем, пов'язаних із застосуванням СШНУ. Завдяки провертанню колони НШ знос тіла штанг, штангових муфт та стінок НКТ від тертя метал по металу розсіюється на кут 360°, завдяки обертанню штанг разом із скребками та протекторами збільшується область, що очищається від парафінових відкладень.

Для боротьби із парафіновими утвореннями та для забезпечення рівномірності зношування НШ та НКТ віддавна застосовуються відомі конструкції обертачів, які встановлюються на устьовому штоці і складаються з упорного підшипника та механізму перетворення динаміки коливань балансира у обертовий рух колони НШ. Як джерело енергії для створення крутного моменту використовується енергія коливань балансира верстата-качалки. При цьому зворотно-поступальний рух головки балансира перетворюється у обертовий рух робочого органу обертача завдяки використанню або храпового колеса з собачкою, або черв'ячної передачі.

Суттєвим недоліком вищезазначених конструкцій обертачів є те, що крутний момент діє на колону насосних штанг лише впродовж половини періоду роботи верстата-качалки, а при циклічному збільшенні та зменшенні кутової швидкості колони НШ підвищується ймовірність розгвинчування муфтових з'єднань насосних штанг. Слід відмітити, що значна кількість відгвинчувань з'єднань спостерігається у свердловинах з інтенсивним відкладенням парафіну. Так, частка відгвинчування муфтових з'єднань серед інших типів відмов колони НШ на НГВУ "Долинанафтогаз" за 1999-2001 рр., складає близько 10%.

Для боротьби із відкладенням парафіну на стінках НКТ, для зменшення навантаження на штангообертач, встановлений на канатній підвісці та для запобігання розгвинчуванню муфтових з'єднань НШ пропонується обладнати колону насосних штанг замість протекторів стандартної конструкції (рис. 1.16), протекторами для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг, які складаються з лопаток, одна грань яких розміщена під гострим кутом до осі штанги таким чином, що при русі колони вниз він забезпечує створення крутного моменту в напрямку загвинчування різьбового з'єднання штанг (рис. 1.17).

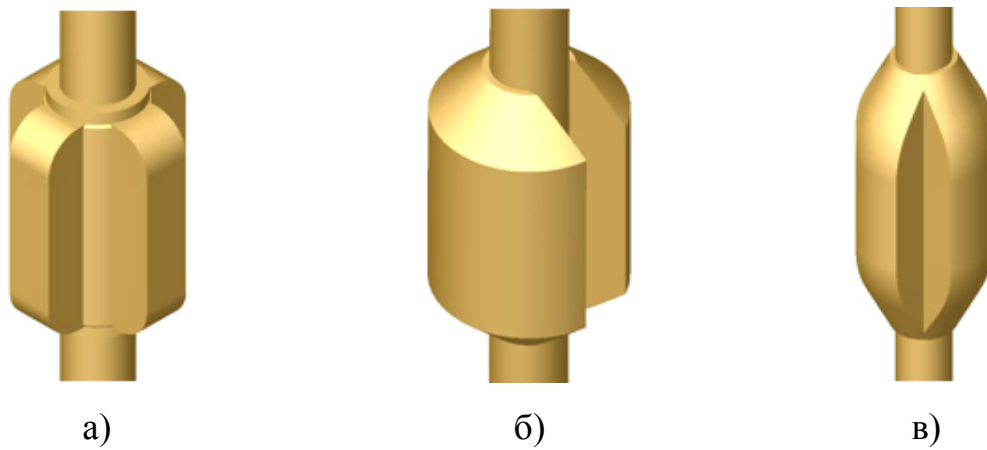
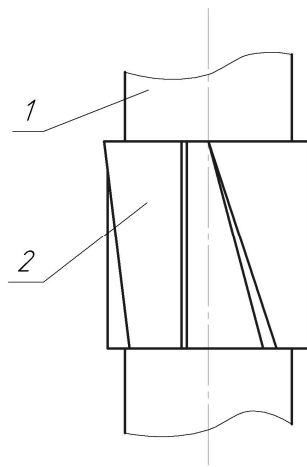


Рисунок 1.16 - Конструкції протекторів фірм Patco (а), Lotus (б), Stealth (в)



1 – насосна штанга; 2 – протектор

Рисунок 1.17 - Схема протектора

Наявність великої кількості протекторів для створення додаткового крутного моменту дозволяє створити рівномірно розподілений по довжині ділянки колони НШ крутний момент, який створюється при взаємодії протекторів із потоком рідини всередині НКТ. Наявність крутного моменту дозволить зменшити навантаження на обертач колони НШ, встановлений на канатній підвісці, і забезпечити дотягування муфтових з'єднань штанг.

Таким чином, конструкція протекторів для створення додаткового крутного моменту на колону НШ забезпечує:

- зменшення навантаження на штангообертач;
- запобігання розгвинчуванню муфтових з'єднань насосних штанг;
- видалення відкладень парафіну зі стінок НКТ;

- центрування і запобігання згину НШ в свердловині;
- зменшення тертя колони НШ у викривленій або похилій свердловині;
- захист від зношування НШ та муфт;
- запобігання відкладенню парафіну завдяки турбулентності потоку рідини після виходу з каналів протектора.

1.4.1 Розрахунок величини крутного моменту, створюваного лопатями протектора

Рух рідини в лопатях відбувається під напором, що створюється рухом колони НШ під дією власної ваги разом із закріпленими протекторами вниз відносно рідини, що заповнює колону НКТ, а обертання протектора – в результаті реактивної дії потоку на вигнуті поверхні лопатей протектора. При цьому рідина рухається між лопатями протектора в осьовому напрямку (пропелерна турбіна).

Потік рідини між лопатями характеризується величиною і напрямком абсолютної швидкості в кожній точці розглядуваної області. Значення абсолютної швидкості \vec{c} частинки рідини в області між лопатями можна отримати як геометричну суму відносної швидкості $\vec{\omega}$ і переносної \vec{u} із паралелограма швидкостей.

Для розрахунку прийmemo, що рух рідини в каналі між лопатками є струменевий. При переході до нескінченно великого числа нескінченно тонких лопатей, потік в області між лопатями стає симетричним відносно осі і швидкість $\vec{\omega}$ може бути напрямлена по дотичній до поверхні лопаті в розглядуваній точці.

Для опису схеми руху рідини між лопатями протектора введемо такі позначення :

\vec{c}_1 і \vec{c}_2 - абсолютні швидкості руху рідини на вході в простір між лопатями при і виході з нього (рис. 1.18);

\bar{u}_1 і \bar{u}_2 - колові (переносні) швидкості частинки рідини при вході в простір між лопатями та при виході з нього;

\bar{w}_1 і \bar{w}_2 - відносні швидкості руху вздовж лопатей (на початку і в кінці лопаті);

$\bar{\omega}$ - кутова швидкість обертання протектора;

R_3, R_B - зовнішній та внутрішній радіус лопатей;

R_C - середній радіус лопаті;

R_0 - радіус тіла насосної штанги;

α_1 і α_2 - кути між абсолютними і коловими швидкостями \bar{c}_1 і \bar{u}_1 та \bar{c}_2 і \bar{u}_2 ;

β_1 і β_2 - кути між напрямом граней лопаті і коловими швидкостями обертання протектора;

γ - кут між боковими поверхнями каналу між лопатями в перерізі;

φ - кут між боковими поверхнями лопаті в перерізі;

h_D - висота протектора.

В результаті дії потоку рідини на лопаті, протектор буде обертатися із деякою кутовою швидкістю ω , тоді абсолютна швидкість входу рідини на лопатки \bar{c}_1 розкладеться на колову швидкість, середнє значення якої можна визначити за формулою $\bar{u}_1 = R_C \cdot \bar{\omega}$, і відносну швидкість руху вздовж лопаті \bar{w}_1 . Абсолютні швидкості \bar{c}_1 і \bar{c}_2 визначаються із паралелограма швидкостей.

Прийнята нами схема руху рідини між лопатями протектора передбачає наявність струменевого осесиметричного руху в каналах протектора, що можливо тільки при нескінченно великій кількості лопатей. При скінченному числі лопатей виникаючі завихрення і нерівномірність потоку видозмінюють загальну картину руху, що потребує внесення коректив в рішення, отримані на основі вказаного допущення.

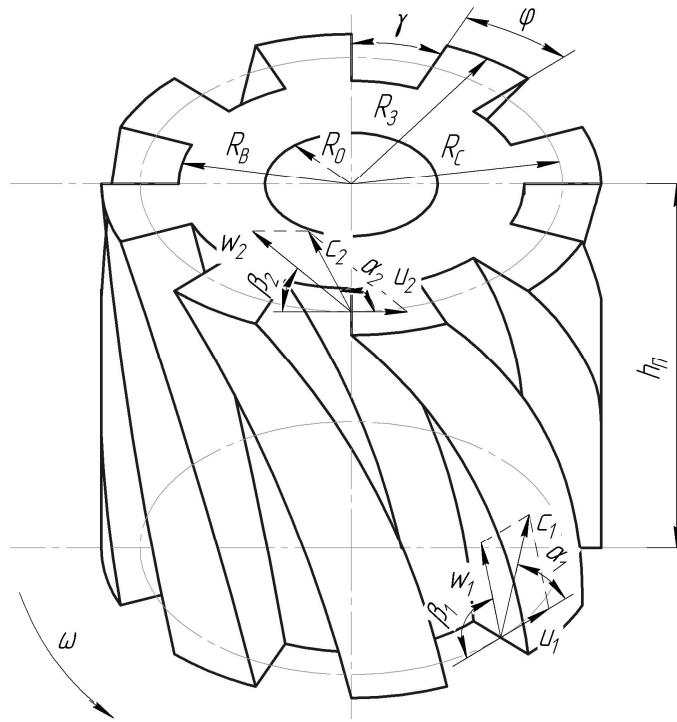


Рисунок 1.18 - Розрахункова схема протектора

Для знаходження крутного моменту, створюваного при взаємодії протектора із рідиною, скористаємося законом про зміну моменту кількості руху для рухомої рідини, який в цьому випадку можна сформулювати так: зміна моменту кількості руху рідини за одиницю часу відносно осі обертання протектора дорівнює сумі моментів всіх зовнішніх сил відносно тієї ж осі, тобто рівна крутному моменту, який створюється протектором.

В потоці рідини, що проходить між лопатями протектора, відбувається зменшення моменту кількості руху в результаті передачі частини гідравлічної енергії протектору, змушуючи його обертатися.

Розглянемо елементарну струмину, що рухається вздовж вигнутої поверхні лопаті протектора (рис. 1.18). Обчислимо величину зміни моменту кількості руху маси рідини між перерізами на вході і виході з протектора відносно осі обертання. Якщо позначити витрату елементарної струмини через dQ , то її момент кількості руху в діаметральному перерізі на вході в протектор дорівнює

$$\delta I_1 = \delta m c_1 = \rho dQ c_1, \quad (1.10)$$

і відповідно на виході з протектора

$$\delta I_2 = \delta m c_2 = \rho dQ c_2, \quad (1.11)$$

де ρ - густина рідини.

Щоб визначити зміну моменту кількості руху струмини відносно осі обертання, необхідно моменти кількості руху δI_1 і δI_2 помножити на величину відповідного плеча. При сталих розмірах радіусів лопатей на вході і на виході з протектора плечем можна прийняти величину середнього радіусу лопаті

$$R_C = \frac{R_B + R_3}{2}. \quad (1.12)$$

Тоді

$$dM_1 = \delta I_1 R_C = \rho dQ c_1 \cos \alpha_1 R_C; \quad (1.13)$$

$$dM_2 = \delta I_2 R_C = \rho dQ c_2 \cos \alpha_2 R_C. \quad (1.14)$$

Зміна за одиницю часу моменту кількості руху маси рідини, яка знаходиться в елементарній струмині, дорівнює різниці моментів кількостей руху, які відповідають областям входу і виходу рідини з протектора:

$$\Delta M = dM_2 - dM_1 = \rho dQ R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1). \quad (1.15)$$

Зміна моменту кількості руху всієї маси рідини, яка пройшла через протектор за одиницю часу, дорівнює сумі змін моментів кількостей руху всіх елементарних струмин:

$$\sum \Delta M = \sum \rho dQ R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) = \rho Q_T R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1). \quad (1.16)$$

Позначимо через M_{KP} крутний момент, який виникає в протекторі від взаємодії з рідиною. Так як при проходженні між лопатями протектора, момент кількості руху рідини зменшується, то формула розрахунку крутного моменту набуде вигляду

$$M_{KP} = \rho Q_T R_C (-c_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1). \quad (1.17)$$

Проведемо розрахунок величин, що входять у рівняння (1.17).

Величину об'єму рідини, що проходить через протектор за одиницю часу Q_T визначимо, обчисливши її з умови, що вся рідина під протектором при русі НШ вниз пройде через площу, утворену сегментами кільцевого простору навколо лопатей протектора та площею перерізу каналів протектора:

$$Q_T = v_{НШ} \cdot \pi \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{(R_{НКТ}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}, \quad (1.18)$$

де $v_{НШ}$ - швидкість руху насосних штанг;

n - кількість лопатей протектора;

R_3 - зовнішній радіус протектора;

R_B - внутрішній радіус протектора;

$R_{НКТ}$ - внутрішній радіус НКТ;

R_0 - радіус тіла насосної штанги;

γ - кут між гранями міжлопатєвого каналу в перерізі (Рис. 1.19).

Абсолютні швидкості руху рідини між лопатями протектора \bar{c}_1 і \bar{c}_2 отримані як геометрична сума відносних швидкостей \bar{u}_1 і \bar{u}_2 та переносних швидкостей \bar{w}_1 і \bar{w}_2 .

В свою чергу, значення відносної (колової) швидкості може бути отримане

$$u_1 = u_2 = \omega \cdot R_C, \quad (1.19)$$

де ω - кутова швидкість обертання протектора;

R_C - середній радіус лопаток протектора.

Переносну швидкість на вході в протектор \bar{w}_1 визначимо із умови проходження об'єму рідини під протектором через канал між лопатями на вході в протектор (рис. 1.19) за одиницю часу

$$w = \frac{Q_T}{S}, \quad (1.20)$$

де S - площа перерізу, через який проходить рідина на вході в протектор.

Визначимо величину переносної швидкості, виходячи із формул (1.18) та (1.20). Отримаємо:

$$w_1 = v_{нш} \cdot \frac{R_{нкт}^2 - R_0^2}{R_{нкт}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (1.21)$$

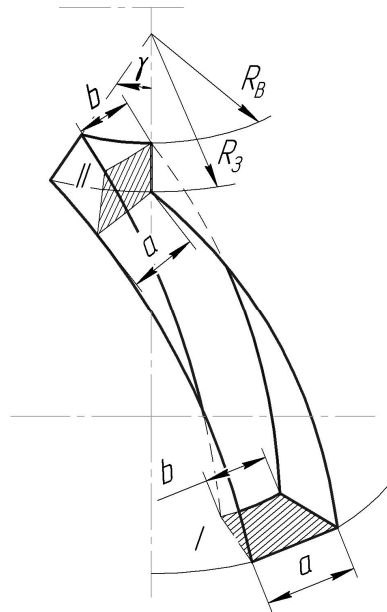


Рисунок 1.19 - Схема каналу між лопатями

Виходячи із умови нерозривності потоку рідини при проходженні каналу між лопатями протектора та рівності геометричних розмірів перерізів, перпендикулярних до напрямку руху рідини між лопатями (перерізи I та II, рис. 1.20), величина переносної швидкості на виході із протектора буде такою ж, як і в перерізі I-I.

$$w_1 = w_2. \quad (1.21)$$

Значення величин абсолютних швидкостей c_1 і c_2 визначимо як довжини сторін довільного трикутника

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2 - 2u_1 \cdot w_1 \cdot \cos \beta_1}; \quad (1.22)$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2}. \quad (1.23)$$

Визначимо значення $\cos \alpha_1$ та $\cos \alpha_2$:

$$\cos \alpha_1 = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2c_1 \cdot u_1}; \quad (1.24)$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2c_2 \cdot u_2}. \quad (1.25).$$

Таким чином, здійснивши підстановку величин, визначаємо величину крутного моменту, створюваного протектором.

Проведемо розрахунок величини крутного моменту, користуючись законом зміни кількості руху.

Розглянемо рух рідини в просторі між лопатями протектора при переміщенні від входу в протектор до виходу з нього. Для цього змодельуємо канал із віссю просторової спіральної орієнтації у вигляді каналу із криволінійною віссю в площині при збереженні кутів нахилу напрямків граней лопатей до горизонталі (рис. 1.20).

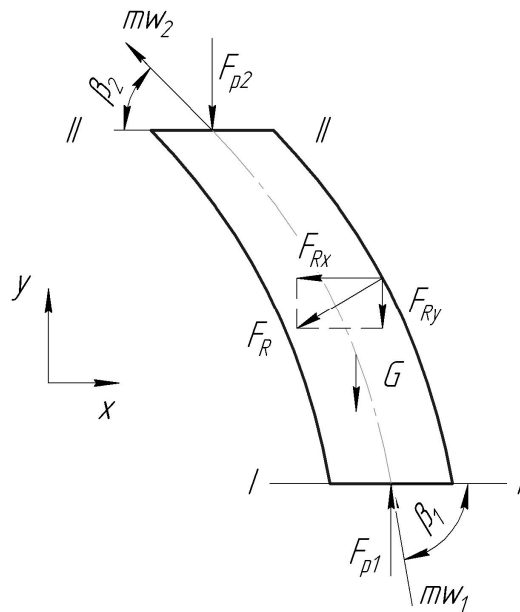


Рисунок 1.20 - Розрахункова схема каналу між лопатями протектора

В перерізах I-I та II-II з площею S_1 та S_2 тиски рівні p_1 та p_2 , швидкість течії w_1 та w_2 , і відповідна їм кількість руху $m \cdot w_1$ та $m \cdot w_2$.

Приріст кількості руху для даного потоку при допущенні, що швидкості в перерізах I-I та II-II постійні, може бути записаний як

$$m d\bar{w} = m(\bar{w}_2 - \bar{w}_1). \quad (1.26)$$

Замінімо в цій формулі масу через масову витрату Q_m за час dt і підставимо в рівняння закону зміни кількості руху:

$$\bar{F} dt = m d\bar{w}. \quad (1.27)$$

Скоротивши на величину dt , отримаємо векторну рівність

$$\bar{F} = Q_m (\bar{w}_2 - \bar{w}_1). \quad (1.28)$$

Рівнодіюча сила $\bar{F} = Q_m (\bar{w}_2 - \bar{w}_1)$ в загальному випадку є векторною сумою всіх зовнішніх сил, що діють на потік: сил тиску \bar{F}_{p1} та \bar{F}_{p2} , сили ваги \bar{G} та сили реакції стінок потоку \bar{F}_R . З огляду на малу величину шорсткості матеріалу, з якого виготовлений протектор, тертям в каналі між перерізами I-I та II-II знехтуємо.

З врахуванням вищесказаного, рівняння зміни кількості руху може бути записане у вигляді

$$\bar{F}_{p1} + \bar{F}_{p2} + \bar{G} + \bar{F}_R = Q_m (\bar{w}_2 - \bar{w}_1). \quad (1.29)$$

Для розрахунку крутного моменту у протекторі, достатньо визначити силу реакції поверхні лопаті в проекції на горизонтальну вісь, дотичну до зовнішнього кола протектора (вісь x , Рис. 1.20)

$$-F_{Rx} = Q_m (-w_2 \cdot \cos \beta_2 + w_1 \cdot \cos \beta_1), \quad (1.30)$$

або

$$F_{Rx} = Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1). \quad (1.31)$$

Тоді формула розрахунку значення крутного моменту

$$M_{KP} = R_C \cdot F_{Rx} = R_C \cdot Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1). \quad (1.32)$$

Програма розрахунку числового значення величини M_{KP} при заданих вхідних даних для типової свердловини можна скласти за допомогою програми MathCAD. Максимальне значення величини крутного моменту, створюваного протектором за час руху колони насосних штанг вниз складає $M_{KP} = 0,27$ Н·м.

1.4.2 Визначення раціональних параметрів протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг

Відомо, що значення крутного моменту, створюваного протектором, залежить від таких параметрів:

- середній радіус лопаті протектора (R_C);
- швидкість рідини на вході (w_1) і виході (w_2) з каналу між лопатями;
- нахил грані лопаті до горизонтальної площини на вході (β_1) і виході (β_2) з протектора;
- витрата рідини через канали протектора (Q_T), яка залежить від параметрів:
- внутрішній радіус НКТ ($R_{НКТ}$);
- радіус тіла насосної штанги (R_0);
- зовнішній радіус лопаті протектора (R_3);
- внутрішній радіус лопаті протектора (R_B);
- кількість лопатей протектора (n);
- величина кута між гранями міжлопатевого каналу між лопатями в горизонтальній площині (γ);
- величина миттєвої швидкості руху колони НШ ($v_{НШ}$), закон зміни якої залежить від частоти коливань балансира (f).

Величина середнього радіуса лопаті протектора визначається із величин зовнішнього та внутрішнього радіуса лопаті протектора. Швидкість рідини на вході і виході з каналу між лопатями визначається величиною витрати через канали і геометричними параметрами каналу.

На основі розрахунку впливу перелічених вище величин на величину середнього крутного моменту за час половини циклу, створюваного протектором за допомогою програми MathCad, сформулюємо висновки:

1. Величина крутного моменту не залежить від кількості лопатей протектора при постійному коефіцієнті співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті і кутом, утворюваним гранями каналу. Проте з огляду на допущення, зроблене нами при розрахунку крутного моменту про те, що в розрахунковій моделі протектор складається із нескінченного числа нескінченно тонких лопатей, чим більшим буде реальне число лопатей, тим ближчим буде реальне значення крутного моменту до розрахункового значення. Тому тут умовою раціоналізації є наявність такого максимального числа лопатей, при якому товщина лопаті буде мати достатню міцність на згин при експлуатації.

2. Залежність між величиною крутного моменту і коефіцієнтом співвідношення між кутом, утворюваним гранями лопаті і кутом, утворюваним гранями каналу нелінійна, має максимум, за координатами якого можна визначити раціональне співвідношення між вказаними кутами. Однак тут слід взяти до уваги рекомендації щодо визначення товщини профіля лопаті, наведені в наступному розділі. З огляду на ризик закупорювання каналу між лопатями парафіновими відкладеннями, тут можливий деякий відступ від розрахованого раціонального значення коефіцієнта співвідношення в бік ширшого каналу між лопатями в межах, в яких зміна створюваного крутного моменту неістотна, зате існує менший ризик закупорювання каналу парафіновими сполуками.

3 Залежність між величиною крутного моменту, створюваного лопатями протектора і величиною внутрішнього радіусу лопаті нелінійна, має максимум, за координатами якого можна визначити раціональне значення внутрішнього радіусу лопаті протектора. Однак з огляду на ризик закупорювання каналу між лопатями протектора парафіновими сполуками, величину внутрішнього радіусу лопаті можна прийняти меншою за обчислене раціональне значення в межах, в яких є незначне зниження

величини створюваного крутного моменту, зате при цьому менший ризик закупорювання каналу між лопатями.

4 При збільшенні величини зовнішнього радіусу лопаті протектора, величина крутного моменту, створюваного протектором, постійно зростає. Величину зовнішнього радіусу лопаті протектора приймаємо із умови забезпечення мінімального розміру радіального зазору між стінками НКТ і зовнішньою циліндричною поверхнею протектора.

5 При зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор від 0° до 180° , крутний момент постійно зростає. Рациональне значення кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор визначимо із умови безударного входу рідини в канал між лопатями протектора (напрямок потоку на вході дотичний до середньої лінії профілю), в даному випадку кут приймемо рівним $\beta_1 = 90^\circ$.

6 При зміні кута між напрямом грані лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора від 0° до 90° , крутний момент постійно спадає. З огляду на значний вплив величини вказаного кута на величину гідравлічного опору, створюваного протектором, слід провести окремий розрахунок з метою визначення рационального значення кута β_2 .

7 Із збільшенням частоти коливань балансира величина крутного моменту, створюваного протектором, постійно зростає за параболічною залежністю. Для досягнення високих значень крутного моменту можливе застосування описаної конструкції при високих частотах коливань балансира.

1.4.3 Обґрунтування параметрів протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг

Профілювання решітки лопатей протектора. Задача профілювання решітки лопатей протектора полягає в забезпеченні заданих трикутників швидкостей при мінімальних втратах енергії. Профіль решітки повинен бути

окреслений плавними лініями. При цьому слід уникати різкої зміни кривизни, яка отримується при спряженні дуг.

В якості кривої, яка описує спинку лопаті решітки рекомендується використовувати параболу другого порядку або лемінесканту. Можливе утворення лінії спинки лопаті дугами спряжених кіл. Ввігнута поверхня профіля утворюється параболою або дугами кіл.

З метою забезпечення безударного входу потоку в решітку, профіль проектується так, щоб напрям потоку на вході був дотичним до середньої лінії профіля.

Канали решітки виконуються з достатнім наближенням до постійної ширини.

Вибір осьової висоти решітки лопатей. Зрозуміло, що чим більша осьова висота решітки лопатей, тим більшою є величина втрат напору потоку рідини при проходженні протектора. Обмеження, що накладаються на решітку лопатей умовами експлуатації, приводять до необхідності максимально ефективно використовувати її осьові габарити. В той же час потрібно забезпечити плавну зміну напрямку потоку рідини, що проходить міжлопатевими каналами протектора. Очевидно, що слід прагнути до максимально ефективного використання осьової висоти решітки лопатей протектора. Останнє може бути досягнуто зменшенням осьової висоти при умові забезпечення досить високого значення ККД. Підвищення ККД можливе завдяки зменшенню відносної величини кінцевих втрат та віялоподібних втрат.

Величину осьової висоти решітки лопатей протектора можна визначити із умови забезпечення плавного переходу від напрямку каналу на вході до напрямку каналу на виході.

Вибір кроку в решітці профілів. В попередньому розділі нами зроблено висновок про те, що величина крутного моменту, створюваного протектором, не залежить від кількості лопатей протектора. Однак

розглянувши втрати енергії в решітці профілів, бачимо, що величина кроку в решітці профілів суттєво впливає на величину профільних втрат енергії рідини.

Розгляд епюр тисків по профілю в решітці показує, що довжина дифузорних ділянок, величина максимуму, градієнти тиску на значній частині обводу профіля суттєво змінюються при зміні кроку решітки. Характер зміни епюр тиску різний для різних типів профілів. Зазвичай, у міру збільшення кроку спостерігається зміщення точки мінімуму тиску до вхідної кромки лопаті і збільшення абсолютної величини розрідження, що може викликати додаткові втрати, пов'язані з відривом потоку. Однак, при збільшенні кроку знижується відносна величина сили тертя, яка виникає біля поверхні лопаті.

Для профіля будь-якої форми існує свій оптимальний крок, для якого профільні втрати будуть мінімальними.

Визначення оптимального відносного кроку може бути проведено найбільш надійно шляхом продування решітки з різним кроком на аеродинамічному стенді.

Аналітично величину оптимального кроку в решітці профілів можна визначити за формулою

$$t_{\text{опт}} = \frac{1}{2} \cdot c_H \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2 \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2)} \cdot h_{\text{п}}, \quad (1.33)$$

де $t_{\text{опт}}$ - раціональне значення величини кроку;

c_H - коефіцієнт навантаження.

На основі експериментальних даних визначено величину c_H , яку слід приймати в межах $c_H = 0,9 - 1,1$.

Визначення величини радіального зазору між торцями лопатей протектора і НКТ. Із розрахунків, наведених в додатку Б, можна зробити висновок про те, що чим більша величина зовнішнього радіусу протектора, тим вище значення крутного моменту, створюваного протектором

(відповідно значення радіального зазору зменшується). Отже, чим менше значення радіального зазору між протектором і НКТ, тим вищим є створюваний крутний момент.

Для турбін турбобурів величина радіального зазору δ складає від 0,75 до 1 мм .

Визначення товщини профіля лопаті. На основі рекомендацій, виведених при експериментальних випробуваннях турбін турбобурів, доцільним є застосування тонкого профілю лопаті із значенням відносної товщини профіля в межах 0,15-0,25, при яких ККД решітки лопатей є найвищим.

Відносна товщина лопаті визначається за формулою

$$\bar{c} = \frac{c}{b}, \quad (1.34)$$

де c - товщина профіля лопаті;

b - хорда лопаті.

Визначення товщини вхідної кромки. Збільшення товщини вхідної кромки веде до росту профільного опору, і, як наслідок, до зниження загального ККД решітки профілів.

Лопаті проектуються таким чином, що напрям потоку на вході в решітку є дотичним до середньої лінії профіля. При цьому дотримується умова так званого безударного входу.

Значення радіуса вхідної кромки розраховується за формулою

$$r_{BKK} = \bar{r}_{BKK} \cdot b, \quad (1.35)$$

де \bar{r}_{BKK} - відносний радіус вхідної кромки;

b - хорда лопаті.

Для турбін турбобурів значення відносного радіуса вхідної кромки рекомендовано приймати в межах $\bar{r}_{BKK} = 0,04 - 0,05$. У випадку конструювання решітки лопатей протектора значення радіуса вхідної кромки

може перевищувати рекомендоване для полегшення виготовлення протектора та підвищення стійкості до зношування.

Визначення товщини вихідної кромки. Для зменшення втрат, зумовлених скінченною товщиною вихідної кромки, потрібно максимально можливо зменшити її, що з іншого боку, обмежується можливостями технології виготовлення і умовою забезпечення стійкості проти зношування. Практично в турбобурах товщина вихідної кромки виконується в межах 1-1,2 мм. Застосування пластмас для виробництва турбін дозволяє зменшити товщину вихідних кромок до 0,7-0,8 мм.

Зазвичай відносна величина радіусу, який описує вихідну кромку, лежить для турбін турбобурів в межах $\bar{r}_{ВИХК} = 0,03 - 0,02$:

$$\bar{r}_{ВИХК} = \frac{r_{ВИХК}}{b}, \quad (1.36)$$

$r_{ВИХК}$ - радіус вихідної кромки.

Для нашого випадку, можна відступити від вказаних рекомендацій в бік більшого значення радіусу вихідної кромки для забезпечення стійкості при зношуванні та полегшення виготовлення протектора.

1.4.4 Визначення раціонального значення кута нахилу лопаті на виході з протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг

Для визначення раціональної форми лопаті протектора, прийmemo до уваги два положення:

- величина крутного моменту на протекторі залежить від величини кута між напрямком лопаті і горизонтальною площиною на виході з протектора;
- конфігурація каналу між лопатями протектора впливає на величину гідравлічного опору протектора.

Визначення кута нахилу лопаті на виході з протектора проводитимемо із умови, що гідравлічний опір протектора для створення додаткового крутного моменту не перевищує гідравлічного опору протекторів, що випускаються серійно. В якості серійної моделі протектора розглянемо протектор Stealth™ виробництва фірми The Endurance™ (США). Для розрахунків виберемо типорозмір протектора для застосування в НКТ внутрішнім діаметром 62 мм на насосних штангах діаметром 19 мм. Загальний вигляд та креслення протектора наведено на рис. 1.21.

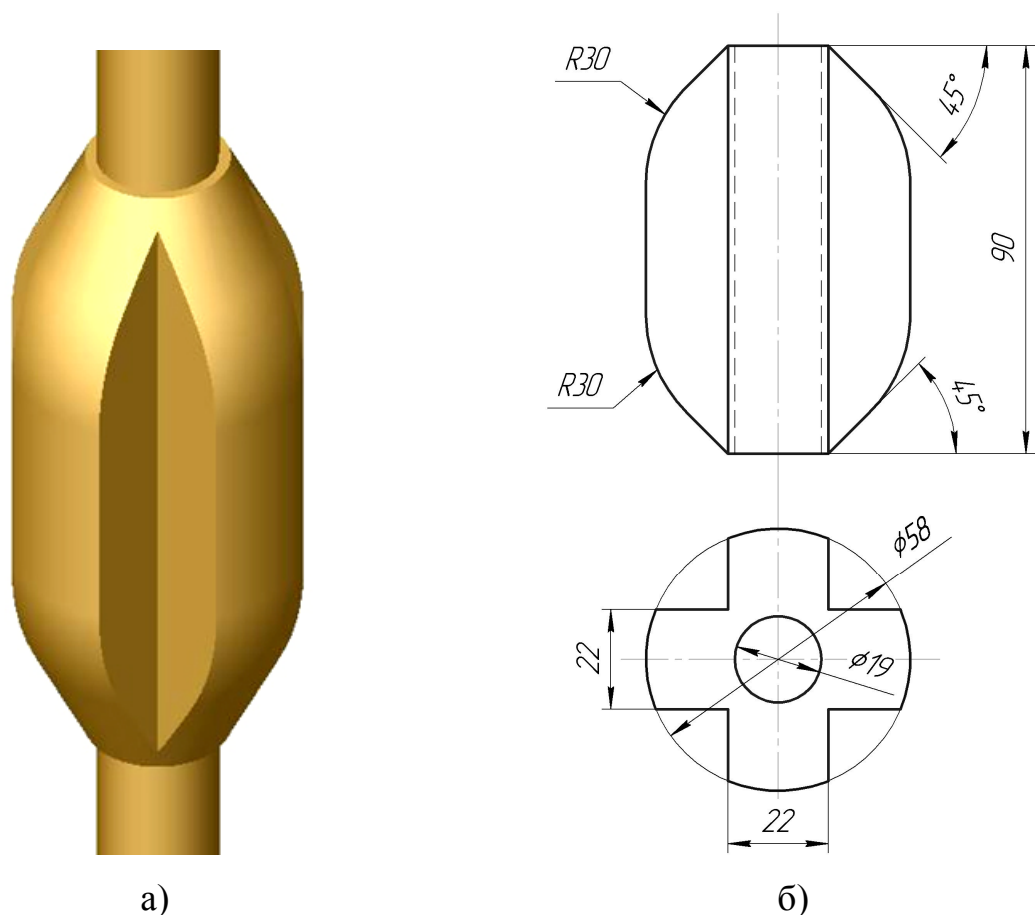


Рисунок 1.21 - Протектор моделі Stealth™ фірми The Endurance™ (США): загальний вигляд (а), і схема з розмірами (б)

Визначення зусилля, що діє з боку потоку рідини на протектор серійної моделі проведено за допомогою аналітичних розрахунків, які порівнюються із результатами комп'ютерного моделювання методом скінченних елементів цієї ж моделі протектора, проведеного в роботі. На основі визначеного

значення зусилля що діє з боку потоку рідини на протектор серійної моделі, проведемо обчислення кута нахилу лопаті на виході з протектора для створення додаткового крутного моменту на насосні штанги, щоб створювана ним сила гідродинамічного опору не перевищувала значення для серійної моделі протектора.

1.4.5 Визначення зусилля, що діє з боку потоку на протектор для створення додаткового крутного моменту

Силу гідродинамічного опору при проходженні потоку рідини через протектор для створення додаткового крутного моменту обчислимо як суму трьох складових – зусилля за рахунок різниці сил тиску знизу і зверху протектора, сили тертя рідини до торцевих поверхонь лопатей протектора і вертикальної складової сил опору в каналах протекторів:

$$F_{\Pi} = F_{\Delta p_{\Pi}} + F_{T_{\Pi}} + F_{R_{y\Pi}} \quad (1.37)$$

Зусилля за рахунок різниці сил тиску на знизу і зверху протектора обчислимо

$$F_{\Delta p_{\Pi}} = \Delta p_{\Pi} \cdot S_{\Pi\Pi}, \quad (1.38)$$

де $S_{\Pi\Pi}$ - площа поперечного перерізу протектора з лопатями.

Площу поперечного перерізу протектора з лопатями визначимо за формулою

$$S_{\Pi\Pi} = \pi \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot n \cdot \frac{\phi}{360^\circ} + \pi \cdot R_B^2 - \pi \cdot R_0^2. \quad (1.39)$$

Величину втрат тиску в каналах між лопатями протектора визначимо, прийнявши канал між лопатями протектора за місцевий гідравлічний опір.

Коефіцієнт гідравлічного опору розраховано як для випадку раптового звуження потоку з послідовно розміщеним раптовим розширенням потоку. В даному випадку коефіцієнт місцевого опору обчислюється за формулою

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) + \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right)^2, \quad (1.40)$$

де S_1 - площа перерізу кільцевого простору під протектором;

S_2 - площа перерізу каналів між лопатями протектора.

Значення вищевказаних площ можна визначити:

$$S_1 = \pi \cdot (R_{\text{HKT}}^2 - R_0^2), \quad (1.41)$$

$$S_2 = \pi \cdot n \cdot (R_{\text{HKT}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}. \quad (1.42)$$

Тоді

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{HKT}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{HKT}}^2 - R_0^2} \right) + \left(1 - \frac{n \cdot (R_{\text{HKT}}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{\text{HKT}}^2 - R_0^2} \right)^2. \quad (1.43)$$

Далі визначимо величину втрат тиску на протекторі

$$\Delta p_{\text{II}} = \xi \frac{\rho \cdot w_1^2}{2}, \quad (1.44)$$

де w_1 - швидкість руху рідини в просторі між лопатями при вході в протектор.

При заданих вхідних даних типової свердловини і швидкості опускання колони НШ $v_{\text{НШ}} = 1$ м/с зусилля за рахунок різниці сил тиску на знизу і зверху протектора становить $F_{\Delta p_{\text{II}}} = 4,53$.

Величину сили тертя рідини до торцевих поверхонь лопатей протектора визначимо за гідродинамічною теорією змащення

$$F_{\text{III}} = \mu \cdot \frac{S_{\text{Л}} \cdot v}{\delta}, \quad (1.45)$$

де $S_{\text{Л}}$ - повна поверхня дотику зовнішньої поверхні лопатей протектора з рідиною;

v - швидкість потоку рідини в кільцевому просторі навколо лопатей протектора;

μ - коефіцієнт в'язкості рідини;

δ - величина радіального зазору між торцями лопатей і внутрішньою поверхнею НКТ.

Площа S_{Π} може бути обчислена за формулою

$$S_{\Pi} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_3 \cdot h_{\Pi} \cdot \frac{\varphi}{360}. \quad (1.46)$$

Обчислимо величину миттєвої подачі рідини, яка проходить по сегментах кільцевого простору між лопатями протектора і НКТ

$$Q_{\Pi} = v_{\text{нш}} \cdot (R_{\text{нкт}}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot \pi (R_{\text{нкт}}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}}{R_{\text{нкт}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (1.47)$$

Величину швидкості течії в просторі сегментів кільцевого простору визначимо як відношення подачі Q_{Π} до площі сегментів кільцевого простору

$$v = \frac{Q_{\Pi}}{n \cdot \pi (R_{\text{нкт}}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}} = \frac{v_{\text{нш}} \cdot (R_{\text{нкт}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{нкт}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}} \quad (1.48)$$

При значенні $v_{\text{нш}} = 1$ м/с значення сили тертя рідини до торцевих поверхонь лопатей протектора становить $F_{\text{тп}} = 1,34$ Н.

Величину вертикальної складової сил опору в каналах протектора обчислимо, спроектувавши сили, що діють на рідину між лопатями на вертикальну вісь. В розрахунковій моделі нами прийняті допущення, що площа поперечного перерізу каналу між лопатями не змінюється при переміщенні вздовж осі каналу і немає гідравлічного тертя до стінок каналу. Сила тиску в верхньому перерізі протектора дорівнює силі нижнього тиску, збільшеній на величину ваги рідини в просторі між лопатями, тому можна записати:

$$F_{Ry\Pi} = -Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \sin \beta_2 - w_1 \cdot \sin \beta_1). \quad (1.49)$$

Від'ємний знак вказує на напрямленість вектора \bar{F}_{Ry} в бік, протилежний напрямку осі Оу. Можна записати:

$$F_{RyII} = Q_T \cdot \rho \cdot (w_1 \cdot \sin \beta_1 - w_2 \cdot \sin \beta_2). \quad (1.50)$$

Величина швидкості руху рідини в каналі між лопатями протектора

$$w = w_1 = w_2. \quad (1.51)$$

Прирівнявши сили гідродинамічного опору для протектора для створення додаткового крутного моменту з одного боку, і для серійної моделі протектора, з іншого боку, отримаємо:

$$F_C = F_{\Delta pII} + F_{TII} + F_{RyII}, \quad (1.52)$$

звідки можна записати:

$$F_{RyII} = F_C - F_{\Delta pII} - F_{TII}. \quad (1.53)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (1.50) і (1.53) і провівши підстановку чисельних значень величин при швидкості опускання колони НШ $v_{НШ} = 1$ м/с, визначимо значення кута β_2 , при якому сила гідродинамічного опору для протектора для створення додаткового крутного моменту дорівнює силі гідродинамічного опору для серійної моделі протектора.

Для виконання умови рівності сил гідродинамічного опору двох розглядуваних конструкцій протекторів, значення кута нахилу лопаті на виході з протектора становить близько 16° . Однак в зв'язку із наявністю на стінках НКТ парафінових відкладень, вплив яких на опір руху протектора спрогнозувати важко, величину кута β_2 приймемо із запасом. Згідно рекомендацій щодо конструювання турбін турбобурів за раціональне значення приймемо кут $\beta_2 = 40^\circ$.

У разі виконання розрахунків, бачимо, що величина сили гідродинамічного опору для запропонованої конструкції протектора менша за аналогічний показник серійної моделі протектора на 20%, що свідчить про те, що з точки зору створюваного гідродинамічного опору протектор для створення додаткового крутного моменту придатний до експлуатації в умовах свердловини.

1.4.6 Розрахунок крутного моменту, створюваного протектором при русі колони насосних штанг вгору

При русі колони НШ вгору, рідина в колоні НКТ рухається вгору із швидкістю, миттєве значення якої в кільцевому просторі між НКТ та тілом НШ можна визначити з умови витіснення рідини плунжером насоса діаметром $D_{пл}$, який рухається із швидкістю $v_{НШ}$ і рівності значення отриманої подачі по всій довжині колони НШ

$$v_B = \frac{Q_{пл}}{S_{II}} = \frac{v_{НШ} \cdot S_{пл}}{S_{II}}, \quad (1.54)$$

де $Q_{пл}$ - значення миттєвої подачі, що створюється рухомим плунжером;

S_{II} - площа кільцевого перерізу каналу всередині НКТ;

$S_{пл}$ - робоча площа плунжера насоса.

Робочу площу плунжера насоса можна визначити за формулою

$$S_{пл} = \pi \cdot \frac{D_{пл}^2 - 2R_0^2}{4}. \quad (1.55)$$

Тоді

$$v_B = \frac{v_{НШ} \cdot (D_{пл}^2 - 4R_0^2)}{4 \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2)}. \quad (1.56)$$

Тоді швидкість руху рідини в колоні НКТ відносно НШ:

$$\Delta v = v_B - v_{НШ} = \frac{v_{НШ} \cdot (D_{пл}^2 - 4R_0^2)}{4 \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2)} - v_{НШ} = v_{НШ} \left(\frac{D_{пл}^2 - 4R_0^2}{4(R_{НКТ}^2 - R_0^2)} - 1 \right). \quad (1.57)$$

Як бачимо, при значеннях $S_{пл} < S_{II}$ колона НШ випереджатиме рідину в колоні НКТ, тому значення відносної швидкості в такому випадку від'ємне.

Далі проведемо розрахунок величини крутного моменту, користуючись законом зміни кількості руху аналогічно виведенню формули

$$M_{кр} = R_C \cdot Q_{ТВ} \cdot \rho (w_{B2} \cdot \cos \beta_{B2} - w_{B1} \cdot \cos \beta_{B1}), \quad (1.58)$$

де Q_B - значення витрати рідини відносно колони НШ;

w_{B2} - відносна швидкість руху вздовж лопаті на виході з протектора (внизу);

w_{B1} - відносна швидкість руху вздовж лопаті на вході в протектор (вгорі);

β_{B2} - кут між напрямом лопатей і коловою швидкістю обертання протектора на виході з протектора (внизу, переріз II-II, рис. 1.22);

β_{B1} - кут між напрямом лопатей і коловою швидкістю обертання протектора на вході в протектор (вгорі, переріз I-I, рис. 1.22).

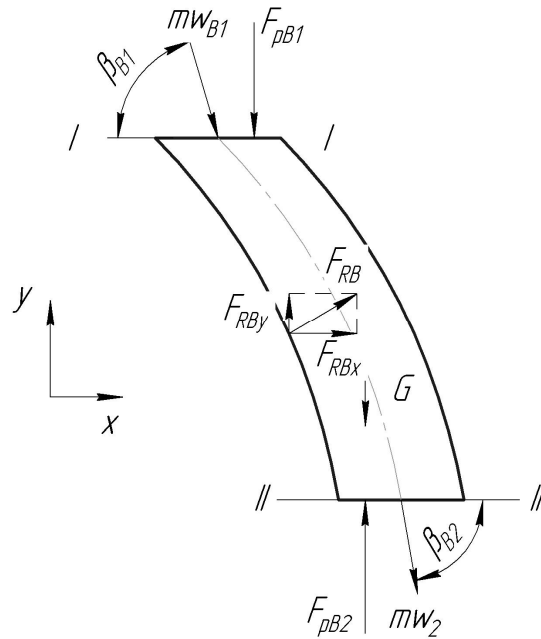


Рисунок 1.22 - Розрахункова схема каналу між лопатями протектора при русі колони насосних штанг вгору

Значення витрати рідини відносно колони НШ можна розрахувати як добуток відносної швидкості рідини в каналі на площу поперечного перерізу каналу НКТ між протекторами

$$Q_B = \Delta v \cdot \pi \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2). \quad (1.59)$$

Аналогічно визначимо значення подачі рідини через канали протектора

$$Q_{\text{ТВ}} = \Delta v \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot \pi (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{(R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (1.60)$$

Значення відносної швидкості руху рідини вздовж лопаті на вході і на виході протектора визначимо за формулами

$$w_{B1} = w_{B2} = \frac{\Delta v \cdot \pi \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2)}{(R_{HKT}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (1.61)$$

Значення кутів на вході і виході з протектора β_{B1}, β_{B2} :

$$\beta_{B1} = \beta_2; \quad (1.62)$$

$$\beta_{B2} = \beta_1. \quad (1.63).$$

1.4.7 Розрахунок зусилля, що діє з боку потоку на протектор, для створення додаткового крутного моменту при русі колони насосних штанг вгору

Зусилля за рахунок різниці сил тиску на знизу і зверху протектора

$$F_{\Delta pB} = \Delta p_{PB} \cdot S_{III}. \quad (1.64)$$

Величину втрат тиску в каналах між лопатями протектора Δp_{PB}

$$\Delta p_{PB} = \xi \frac{\rho \cdot w_{B1}^2}{2}. \quad (1.65)$$

Величину сили тертя рідини до торцевих поверхонь лопатей протектора при русі колони насосних штанг вгору

$$F_{TB} = \mu \cdot \frac{S_L \cdot v_B}{\delta}, \quad (1.66)$$

де v_B - швидкість потоку рідини в кільцевому просторі навколо лопатей протектора при русі колони НШ вгору.

Величина миттєвої подачі рідини, яка проходить по сегментах кільцевого простору між лопатями протектора і НКТ

$$Q_{PB} = \Delta v \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot \pi (R_{HKT}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}}{R_{HKT}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (1.67)$$

Величину швидкості течії в просторі сегментів кільцевого простору

$$v_x = \frac{\Delta v \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2)}{R_{HKT}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (1.68)$$

Величину вертикальної складової сил опору в каналах протектора при русі колони НШ вгору

$$F_{RyB} = Q_{TB} \cdot \rho \cdot (w_{B2} \cdot \sin \beta_{B2} - w_{B1} \cdot \sin \beta_{B1}). \quad (1.69)$$

Величина швидкості руху рідини в каналі між лопатями протектора

$$w_B = w_{B1} = w_{B2}. \quad (1.70)$$

Сумарну величину силу гідродинамічного опору при проходженні потоку рідини через протектор при русі колони насосних штанг вгору

$$F_{PB} = F_{\Delta pB} + F_{TB} + F_{RyB}. \quad (1.71)$$

На основі наведених вище розрахунків та рекомендацій щодо раціональних параметрів протектора та решітки лопатей, створено модель протектора для НШ діаметром 19 мм для роботи в НКТ внутрішнім діаметром 62 мм.

Розмір осьової висоти решітки лопатей протектора взято рівним 75 мм із умови забезпечення плавного переходу від напрямку лопаті на вході до напрямку на виході з протектора. При цьому осьова висота зони викривлення потоку становить 44,25 мм (рис. 1.23). Для забезпечення міцності з'єднання між тілом НШ і протектором, осьову висоту внутрішньої частини приймемо такою, як у відомих конструкцій подовжених протекторів НШ $H = 130$ мм.



Рисунок 1.23 - Тривимірний модель протектора

Для зменшення ймовірності заклинювання протектора при проходженні місця з'єднання НКТ, покращення його обтічності та зменшення інтенсивності зношування лопатей по торцях лопатей протектора зроблено фаски довжиною 8 мм, кут 45° .

1.4.8 Моделювання протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг методом скінченних елементів

Для перевірки результатів, отриманих при розрахунках, поданих вище, та для аналізу пропонованої конструкції протектора, проведено моделювання протектора в середовищі Solid Works.

Протектор моделюється як циліндр з фасками, до бічної поверхні якого приєднано шість лопатей заданого профілю, кожна наступна лопать отримується копіюванням попередньої з поворотом на 60° відносно осі циліндра.

Дерево побудови моделі наведено на рис. 1.24.

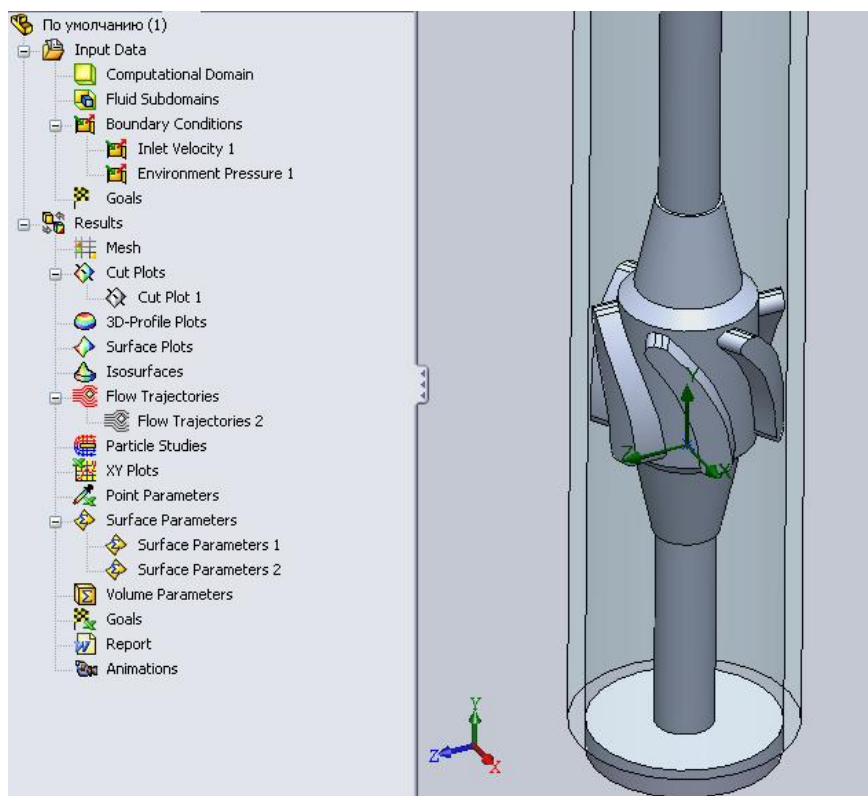


Рисунок 1.24 - Дерево побудови моделі протектора насосних штанг

Для проведення обчислень задано вхідні параметри потоку рідини. Як робочу рідину вибрано воду. На вході в НКТ (знизу) задано граничну умову – лінійна швидкість потоку рідини вздовж осі ОУ становить 1,57 м/с (максимальна лінійна швидкість опускання НШ при довжині ходу устьового штока 3 м і частоті коливань балансира 10 хв^{-1}). На виході з труби граничною умовою є тиск на виході з труби, рівний атмосферному.

В результаті проведення моделювання потоку рідини всередині труби, отримано такі результати.

1) Траєкторії руху струмин при проходженні каналами протектора та швидкості точок рідини. При проходженні міжлопатевими каналами, швидкість рідини досягає значень близько 4 м/с, а після виходу з протектора потік завихрюється навколо НШ. Із рис. 1.25 видно, що в комп'ютерній моделі весь потік рідини проходить по міжлопатевим каналам. При аналітичних розрахунках нами прийнято допущення, що частини потоку проходять по зазорам між торцями лопатей і НКТ, але зважаючи на невелике значення площі поперечного перерізу вказаних зазорів, впливом вказаного допущення на результати обчислень можна знехтувати.

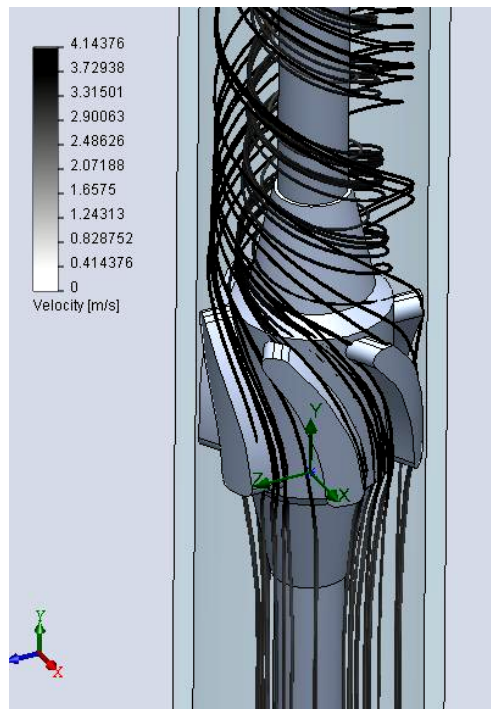


Рисунок 1.25 - Схема траєкторій руху точок рідини

Зрозуміло, що завихрення потоку рідини після виходу з протектора, впливатимуть на поведінку потоку при проходженні розташованого вище протектора, так як зміниться напрям швидкості потоку рідини на вході в міжлопатевий канал. Для з'ясування параметрів потоку на вході в наступний за досліджуваним протектор, потрібно розглянути параметри потоку рідини на відстані 3 м від змодельованого протектора. Комп'ютерне моделювання потоку рідини в трубі показало, що на відстані 3 м від протектора дотична складова швидкості точок рідини складає близько 15% від осьової складової при максимальній швидкості потоку рідини на вході в протектор, рівній 1,57 м/с. Беручи до уваги той факт, що рух колони НШ є циклічним і вказана величина швидкості потоку є амплітудним миттєвим її значенням, після досягнення якого швидкість зменшується до нуля (в момент зміни напрямку руху колони НШ). Тому завихрення потоку додатково гаситимуться гальмуванням потоку від циклічності руху НШ. На основі викладеного вище, можна зробити висновок про те, що швидкість рідини на вході в протектор не залежить від параметрів течії на виході з протектора, розташованого нижче. Напрямок швидкості можна вважати співнапрямленим з напрямком руху колони НШ (вертикально).

2) Діаграма інтенсивності турбулентності.

Аналіз даних діаграми інтенсивності турбулентності в перерізі міжлопатевого каналу протектора (рис. 1.26), дає можливість зробити висновок про наявність зон вихроутворення перед вхідним ребром лопаті і за вихідним ребром по напрямку руху потоку рідини. Наявність зон вказує на можливий напрям вдосконалення конструкції решітки лопатей – приведення форми вхідного і вихідного ребра лопаті до більш аеродинамічної форми.

Діаграма інтенсивності турбулентності, побудована для площини осьового перерізу НКТ (рис. 1.27), вказує на відсутність зон вихроутворення при вході рідини в протектор, що дозволяє зробити висновок про достатньо аеродинамічність форми протектора.

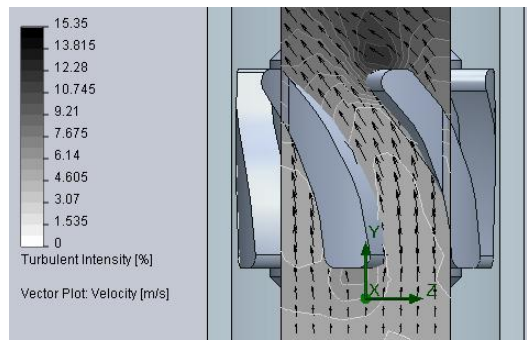


Рисунок 1.26 - Діаграма інтенсивності турбулентності в поздовжньому перерізі міжлопатевого каналу

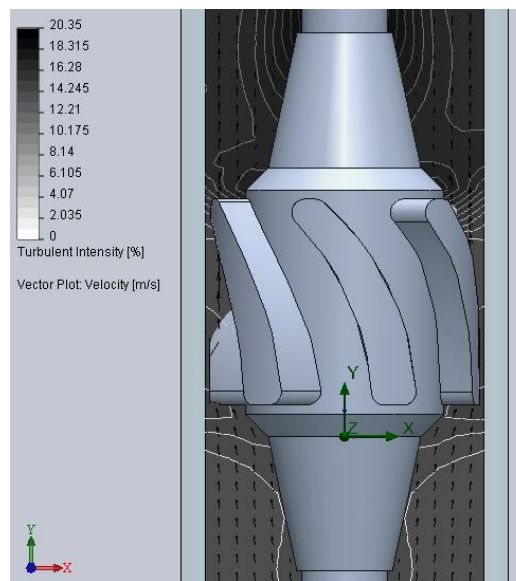


Рисунок 1.27 - Діаграма інтенсивності турбулентності в осьовому перерізі НКТ

3) При заданих вхідних даних проведено обчислення інтегральних параметрів, взявши в якості досліджуваних поверхонь бічні поверхні однієї з лопатей протектора. Одним із результатів обчислень є величина горизонтальної складової нормальної до заданих поверхонь сили, яка виникає при взаємодії потоку рідини з протектором.

Сумарна по двох поверхнях величина горизонтальної складової сили, визначена комп'ютерним розрахунком, становить 1,14 Н. Помноживши цю величину на кількість лопатей і на величину середнього радіусу лопаті, отримаємо значення крутного моменту, який виникає в протекторі при взаємодії з потоком рідини: $1,14 \times 6 \times 0,026 = 0,18 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Задавши у вхідних даних величину швидкості потоку рідини на вході в трубу рівну 1 м/с і провівши аналогічні заданим вище розрахунки, отримаємо значення крутного моменту, створюваного одним протектором, рівне 0,072 Н·м.

Порівнюючи результати визначення величини крутного моменту за допомогою програми Solid Works і аналітичного розрахунку за методикою розрахунку осьових турбін, бачимо, що різниця в результатах складає до 30%. Той факт, що результати комп'ютерного розрахунку менші за результати аналітичних обчислень, можна пояснити двома факторами. По-перше, метод скінченних елементів, використаний при моделюванні, дає похибку внаслідок приведення геометрії моделі до сітки скінченого розміру чарунок. По-друге, аналітичний розрахунок на основі методики розрахунку осьових турбін передбачає наближення, при якому рух рідини в каналі між лопатями є струменевим. При переході до нескінченно великого числа нескінченно тонких лопатей, потік в області між лопатями стає симетричним відносно осі, і швидкість точки рідини може бути спрямована по дотичній до поверхні лопаті в розглядуваній точці. Комп'ютерна модель в середовищі Solid Works враховує розподіл швидкостей точок рідини в каналах, втрати енергії потоку на турбулентні завихрення в місцях зміни конфігурації потоку. З огляду на вищесказане, результати комп'ютерного моделювання є більш наближені до реального значення крутного моменту, який виникатиме при взаємодії протектора з потоком рідини, ніж результат аналітичних розрахунків за методикою розрахунку осьових турбін. Для визначення реальних значень крутного моменту при різних параметрах течії рідини є доцільність у проведенні експериментальних досліджень із натурними зразками протекторів.

4) Для перевірки проведених розрахунків сили гідродинамічного опору потоку рідини при проходженні протектора, проведено визначення величини вертикальної сили, що діє з боку потоку рідини на протектор. При

заданій швидкості потоку рідини 1 м/с величина сили гідродинамічного опору становить 13 Н. Різниця між значенням даного зусилля, визначеним аналітичним (7,81 Н) і комп'ютерним методом може бути пояснена наближеністю аналітичних розрахунків внаслідок прийнятих допущень. Однак в будь-якому разі величина сили гідродинамічного опору протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг знаходиться в допустимих межах для серійних моделей протекторів.

Згідно рекомендацій фірм-виробників протекторів, пропонується встановлення по два протектори на кожен насосну штангу. Тоді прийнявши довжину зони інтенсивного відкладення парафіну 400 м, на зону відкладення припадатиме 50 насосних штанг і, відповідно, 100 протекторів. При кількості протекторів рівній 100 шт., сумарний створюваний крутний момент дорівнюватиме 18 Н·м. Таке значення крутного моменту в напрямку згвинчування з'єднання НШ запобігатиме відмовам, спричиненими відгвинчуваннями (частка таких відмов по НГВУ "Долинанaftогаз" складає близько 10%). Аналіз розподілу частоти відмов колони НШ по довжині колони дозволяє зробити висновок, що в ділянці колони НШ, яка розміщена над насосом, спостерігається збільшення числа відмов по причині відгвинчення муфтового з'єднання НШ. Тому пропонується встановлення протекторів описаної конструкції в ділянці колони НШ над насосом для запобігання вказаному явищу.

Дані експерименту, при якому було проведено вимірювання величини крутного моменту, який необхідно створити для прокручування колони насосних штанг у свердловині типової конфігурації в НГВУ "Долинанaftогаз", показали, що для повертання колони НШ потрібно створити крутний момент близько 150 Н·м. Ці дані також підтверджуються характеристиками серійних моделей штангообертачів, які розраховані на створення крутного моменту в межах 150-200 Н·м.

Зважаючи на вищесказане, можна допустити, що встановлення протекторів описаної конструкції по всій довжині колони НШ дозволить забезпечити крутний момент, достатній для провертання колони насосних штанг без застосування обертача стандартної конструкції. Однак це допущення потребує ґрунтовних досліджень сил опору, які виникатимуть при роботі в свердловинах з викривленою віссю і проведення ряду експериментальних досліджень в промислових умовах, що може бути проведено у майбутньому в подальших роботах.

1.5 Застосування захисних покриттів

Дослідження вчених БашНДПНафти і ТатНДПНафти встановлено, що шорсткість поверхні труб обсадних і підйомних колон є важливим фактором, що сприяє утворенню відкладів АСПВ.

Як зауважує Голонський, відклади парафіна зростають із збільшенням шорохуватості поверхні. Встановлено, що чим вища шорсість поверхні, тим інтенсивніше парафіно-утворення.

Подальші дослідження показали, що на гладкій поверхні, утвореній із лаків, скла, емалі, відклади АСПВ не значні.

Дослідження, що були проведені на Туймазанському родовищі показали – при перевезенні труб, спуско - підйомальних операціях та значних ударних, розтягуючих, стискаючих та згинаючих навантаженнях у свердловині найбільшу здатність зберігати покриття виявили труби покриті епоксидним та емалевим покриттям.

Скляне покриття, через його не надійність, значної товщини і відсутності зчеплення з металом труби, ненадійне і руйнується в процесі спуско-підйомальних операцій.

Руйнування скляного покриття може призвести до утворення скляних пробок в колоні НКТ і заклинюванню насосів.

1.6 Склопластикові порожнисті та поплавкові штанги

1.6.1 Світовий досвід використання склопластикових порожнистих та поплавкових штанг для попередження відкладень АСПР

Склопластикові насосні штанги являють собою склопластиковий стержень з полімерного композиційного матеріалу (ПКМ), який з'єднаний зі сталевими головками. Перші колони зі склопластикових насосних штанг були впроваджені в 1970-х роках в США. Спочатку основною областю їх застосування вважали свердловини з агресивним середовищем, тому що скловолокно не піддається корозії. Проте швидко стали помітні інші переваги використання склопластикових штанг:

- менша маса, що дозволяє експлуатувати свердловини з великою глибиною спуску свердловинного насоса та свердловини з перевантаженням наземного обладнання, зменшити споживання електроенергії, підвищити швидкість спуско - підймальних операцій при підземних ремонтах;
- корозійна стійкість, що дозволяє експлуатувати свердловини з агресивним корозійним середовищем та обводненою продукцією;
- вищий опір корозійній втомі. Число аварій, пов'язаних з втомою, становить для них 1,6 на 100 свердловин, у тому числі обриви по тілу штанг - 0,48, обриви в муфтових з'єднаннях - 1,12 на рік (для сталевих відповідно 3,74; 2,5; 1,69 на рік);
- малий модуль пружності, що дозволяє дещо підвищити дебіт свердловини завдяки збільшенню ходу плунжера насоса (деколи на 20-50%);
- гідрофільна поверхня штанг, що зменшує інтенсивність відкладень АСПУ на ній;
- технологічні дефекти переважно не властиві склопластиковим насосним штангам.

Разом з тим, склопластикові штанги, порівняно зі сталевими, мають такі недоліки:

- більша вартість (в 1,5-2 рази);
 - допустима температура середовища не більше 100°C;
 - труднощі в проектуванні;
 - складні вимоги при транспортуванні і зберіганні;
 - мала границя міцності при стиску і згині, що потребує застосування важкого низу колони та унеможлиблює застосування в свердловинах з високов'язкою нафтою;
- труднощі в ремонті при обриві штанги по тілу, що потребує застосування спеціальних інструментів.

Суть використання установок з пустотілими склопластиковими штангами полягає в тому, що останні є одночасно і ланкою, котра передає рух плунжеру насоса від поверхневого обладнання, і трубопроводом для відкачування рідини із свердловини.

Основною технологічною перевагою використання пустотілих насосних штанг є економічність, так як пустотілі склопластикові насосні штанги дозволяють піднімати на поверхню нафту, газ, воду, пісок та парафін.

У звичайних устаткуваннях з трубним насосом пісок під час осадження із піднімальних труб легко потрапляє в зазор плунжерної пари і викликає заклинювання плунжера.

В устаткуваннях із трубчастими штангами він не може потрапити в зазор плунжерної пари, але за великої висоти осаду в трубчастих штангах може вийти з ладу нагнітальний клапан.

Якщо ж використовується спосіб видобування нафти без використання НКТ – може прихопити пакер свердловинного насоса. Хоча беручи до уваги високу швидкість виносу рідини, що є характерним для пустотілих штанг, небезпека утворення піщаних пробок неістотна.

У вітчизняній практиці замість склопластикових чи металевих пустотілих штанг використовувались труби діаметром 48 мм.

Очищення пустотілих склопластикових штанг від парафіну може бути виконано без їх підйому на поверхню. Кільцевий простір між обсадною колоною і пустотілими штангами використовується для відводу газу із вибою свердловини, для циркуляції гарячої нафти, котра використовується для промивки внутрішньої порожнини штанг.

Вважається, що при однакових параметрах експлуатації, свердловини, що обладнані пустотілими склопластиковими штангами, дають більші дебіти, ніж свердловини, котрі експлуатуються із застосуванням сталевих штанг .

Склопластикові штанги випускаються рядом американських фірм. Фірма „Fiber Stress of Gainsville” випускає склопластикові штанги довжиною 7,6 м, діаметром 19,0 і 22,2 мм. Вони виготовляються намоткою склопластикових волокон на семижильний кабель. Муфти для штанг представляють собою сталеві патрубки з стандартною різьбою АНІ, що покриті шаром склопластика. Ці штанги можуть успішно використовуватись у свердловинах з великим корозійно-агресивним і парафіновміщуючим середовищем. Невелика їх вага дає змогу знизити споживання енергії. Стабілізуючі ніпелі можуть нагвинчуватись на штанги безпосередньо на заводі.

Фірма „Amoco Production Co” веде промислове використання склопластикових штанг у свердловинах з висококорозійною продукцією. Міжремонтний період таких штанг у багато разів більший, ніж штанг із сталі самих високих марок. Однак, ці штанги мають ряд недоліків, зокрема: розтріскуються всередині сталевій муфти, розриваються при стисканні.

Склопластикові штанги, які виготовляються фірмою „Fiber Flex Production Inc, ” не мають зазначених недоліків, і успішно використовуються з деякими видами нового обладнання. Використання таких штанг із пневматичними насосними установками фірми „Pneumatic Sales Inc.” дає змогу знизити потужність газового компресора. Заміна 70% звичайних насосних штанг в установці „Alpha” 1 склопластиковими може знизити

коефіцієнт навантаження на 50%. У результаті цього термін роботи свердловинного тросу зростає в 3 рази.

Імпортувавши з США технологію та обладнання, Китайська нафтова корпорація з техніки та розробки організувала на Шашийському трубному заводі виробництво насосних штанг із ПКМ, і зареєструвала їх під маркою „Шашиштанга”.

У табл. 1.8 наведено порівняння технічних характеристик штанг із ПКМ і сталевих штанг.

Таблиця 1.8 - Технічні характеристики штанг із ПКМ і сталевих штанг

Технічна характеристика	Штанга зі сталі марки D	FiberFlex, США	Шашиштанга, Китай	Розробка Б.В. Копей, В.Б. Копей
Діаметр, мм	22,2	21,4	21,971	22,0
Маса, кг/м	3,3	1,0	0,9847	1,003
Довжина, м	7,5	11,2	7,62	8,0
Границя міцності, МПа	980	1250	800	600
Максимальне допустиме робоче навантаження, кН	124	113	89	170
Максимальне допустиме робоче напруження, МПа	280	239	241	300
Максимальне допустиме миттєве навантаження, кН	190	181	140	200
Максимальне допустиме миттєве напруження, МПа	400	372,6	365	400
Модуль пружності, МПа 10^6	0,21	0,063	0,05	0,05
Максимальна температура, $С^0$	-	93	85	90

Найбільш вагомий досвід застосування СПНШ (склопластикові насосні штанги) мають США, де за опублікованими даними, близько 75 % цих штанг експлуатується на родовищах Західного Техасу. Значним досвідом володіє

також фірма Petro Canada (Канада). У 1988р. СПНШ використовували близько 120 нафтовидобувних компаній у США, Канаді, Франції, Мексиці, Індонезії, Венесуелі, Єгипті, Аргентині, серед яких такі відомі фірми, як Conoco, Exxon Corp., Gulf Oil Co., Shell Production, Texaco Inc., Marathon Oil (США), Elf (Франція), Pemex (Мексика). Специфікація СНШ за АНІ 11С наведена в таблиці 1.9.

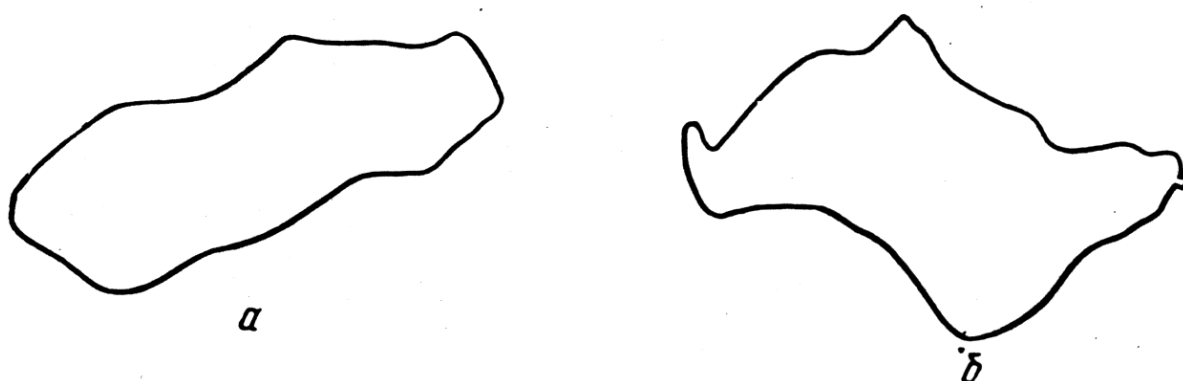
Таблиця 1.9 - Специфікація склопластикових насосних штанг за АНІ 11С

Діаметр, мм(дюйм)	Вага на метр, кг/м штанг довжиною			З'єднання АНІ, мм(дюйм)	Діам.з'єд. мм(дюйм)
	7,62м (25ф)	9,14м (30ф)	11,43м (37,5ф)		
19 (3/4)	0.7911	0.7549	0.7189	16 (5/8)	32 (1 ¹ / ₄)
22 (7/8)	0.9847	0.9468	0.9090	19 (3/4)	38 (1 ¹ / ₂)
25 (1)	1.3163	1.2673	1.2185	22 (7/8)	40 (1 ³ / ₄)
30 (1.2)	1,9348	1.8489	1.7629	25.4 (1)	51 (2)
32 (1 ¹ / ₄)	2.0779	1.9973	1.9166	25.4(1)	51 (2)
38 (1 ¹ / ₂)	3.1222	2.9778	2.8350	29 (1 ¹ / ₈)	60 (2 ³ / ₈)

Дані цієї таблиці свідчать, що застосування полімерних штанг дало змогу на 17–50% знизити вагу штангових колон і при підвищенні відбору флюїду (по свердловині 4 – у 2,4 рази), забезпечити, незважаючи на збільшення числа ходів за хвилину, зменшення максимального навантаження на полірований шток на 17–34%, а також мінімального навантаження і максимального крутного моменту. На свердловині 6 фірмою Texas Electric Servise Co. протягом 30 діб до експерименту і після його початку при незмінному відборі вимірювалось споживання електроенергії. Виявлено, що у разі використання СПНШ воно скоротилось на 30%.

Найкраще наочне уявлення про зміну характеру роботи приводу СШНУ з застосуванням СПНШ у конструкції штангової колони дають динамометричні криві. На рис. 1.28 показана типова при використанні СПНШ динамограма фірми Fibertext Products Ltd. Динамограма переконує, що у разі використання легких і еластичних СПНШ значно покращуються

умови роботи приводу і штанг завдяки зменшенню амплітуди і пікових навантажень, тобто більш рівномірному її розподілові протягом циклу.



**Рисунок 1.28 - Динамограми роботи приводу СШНУ,
отримані фірмою Fiberflex Products Ltd при використанні
склопластикових (а) та сталевих (б) насосних штанг**

Зокрема, середній дебіт по 219 свердловинах, обладнаних СПНШ, склав 16,7% м³/добу (по свердловинах зі сталевими штангами – 12,6 м³/добу). Капіталовкладення при використанні СПНШ скоротились на 20,7%. Обсяг видобутку на одиницю затрачуваної потужності збільшився на 60%. Аналіз даних 235 свердловин показав, що число аварій, пов'язаних зі штангами, становить для СПНШ 1,6 на 100 свердловин, у тому числі обриви по тілу штанг – 0,48, обриви в муфтових з'єднаннях – 1,12 на рік (для сталевих відповідно 3,74, 2,5, 1,69).

СПНШ вимагають обережнішого поводження з ними, ніж сталеві штанги. Для попередження ударів СПНШ повинні вкладатись на дерев'яні стелажі, а їх ряди необхідно перекласти дерев'яними брусами.

З'єднання металевої деталі і стержня 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.

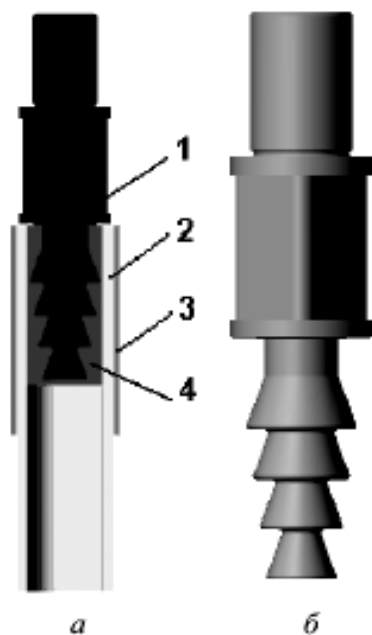
При проектуванні порожнистих склопластикових штанг важливою задачею є розробка надійного з'єднання сталеві головки зі склопластиковим тілом штанги. Максимальне осьове навантаження розтягу, яке витримує з'єднання є основним параметром при його проектуванні, але потрібно враховувати також дію навантаження стиску, втомні характеристики з'єднання, складність конструкції і технології виготовлення, можливість зміни механічних характеристик склопластику під впливом високої температури і агресивного середовища.

Типова довжина металевих штанг рівна 8 м., з'єднання різьбові, за допомогою муфт. Оскільки колона насосних штанг буде склопластиковою лиш частково (в зоні парафінізації) потрібно забезпечити рівномірність міцності з'єднань, зокрема в передачі осьового навантаження між склопластиковим стержнем і металевим різьбовим з'єднанням.

На цей час найбільше практичне використання знайшли клейове з'єднання і з'єднання шляхом обтискання сталевого бандажу. Перше з них рекомендоване стандартом API і витримує досить високі розтягувальні навантаження, проте технологія виготовлення сталеві головки досить складна. З'єднання шляхом пластичного деформування сталевого бандажу технологічно значно простіша, але потребує оптимального зусилля обтискання залежно від матеріалу і геометрії з'єднання для досягнення ним максимальної міцності під дією осьового навантаження. Спосіб з'єднання шляхом обтискання потребує уваги до таких параметрів як границя текучості і модуль пружності. При додатковому застосуванні клею в з'єднанні такого типу отримуємо не тільки підвищення міцності, але й захист місця контакту від проникнення середовища.

Автор Сапожников С.Б. вважає що найбільш вдалим буде клейове з'єднання з конічними закладними елементами закінчення («ялинки») для передачі 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 рис. 1.29, де закладна деталь чотирисекційний конусний елемент 1, з різьбовим з'єднанням і квадратною частиною під ключ, для стандартного способу згвинчування, тіло штанги 2, зовнішня оболонка 3, що сприймає розпирні зусилля, клейовий прошарок 4.



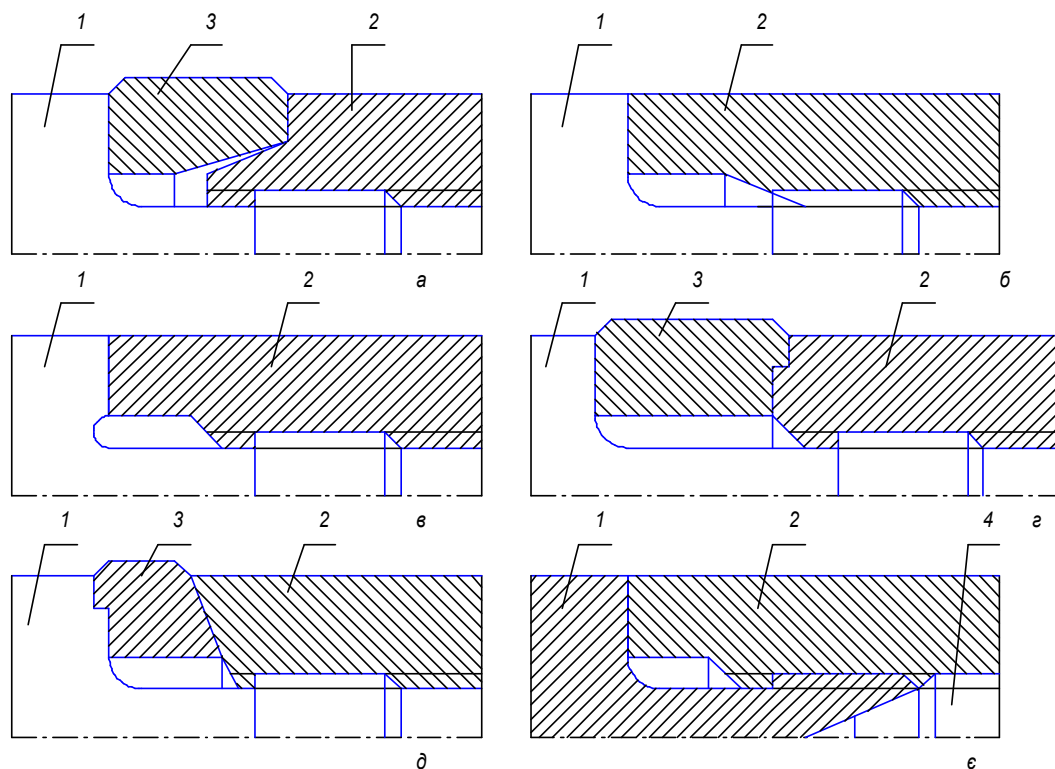
а – конструкція штанги в зборі; б – чотирисекційний конусний елемент

Рисунок 1.29 - Конструкція штанги Сапожникова

Важливим для проектування вузлів з'єднання склопластикових порожнистих штанг є розподіл навантаження між витками різьби муфтового з'єднання.

Як свідчать статистичні дані, відмови муфтового різьбового з'єднання насосних штанг найбільш розповсюджені і складають більше 30% (не враховуючи відгвинчування з'єднання і обриви муфт по тілу) від загальної кількості відмов штангової колони. Це пов'язано, насамперед, з тим, що в стандартному муфтовому різьбовому з'єднанні насосних штанг навантаження між витками різьби розподіляється нерівномірно. Проаналізуємо можливість застосування муфти розтягу-стиску з змінним перерізом розтягнутої частини підвищення рівномірності розподілу

навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби (рис. 1.30).



1 – штанга, 2 – муфта, 3 – протекторна вставка, 4 – конусна вставка

Рисунок 1.30 - Способи підвищення рівномірності розподілу навантаження між витками різьби муфтового з'єднання насосних штанг за В.Б. Копеєм

В болтових з'єднаннях застосування стиснуто-розтягнутих гайок дозволяє значно зменшити навантаження на перші витки з'єднання і збільшити границю витривалості з'єднання на 25...30% внаслідок більшої податливості перших витків різьби гайки. Про можливість застосування муфти розтягу-стиску для з'єднання насосних штанг говорилось давно, проте, вона ускладнена малою товщиною муфти. Як зазначає В.Б. Копей, 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 при 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.

Аналізуючи вищенаведене приходимо до висновку, що найнадійнішими є з'єднання комбіновані, комбінація адгезійних та з'єднань тиском підвищує їх надійність у 1,5 рази.

Істотні відмінності фізико-механічних властивостей композитів від аналогічних властивостей традиційних матеріалів і сплавів зумовила той факт, що ці матеріали гірше, ніж метали, призвичаєні до передачі зусиль 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 зношуванню може бути зведений нанівець увесь вигреш у масі від застосування конструкцій композитів. Шляхом поєднання металевих та композитних деталей вдається усунути вище вказані перешкоди.

Класифікація з'єднань елементів металевих і композитних матеріалів стержневого типу наведена в таблиці 1.10.

Таблиця 1.10 - З'єднання композитних стержнів 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	Обробкою тиском	По поверхні з виступами і заглибленнями	Адгезійно-різбові
Інтегральні	Штифтові та з канавками типу різьби		Адгезійно-штифтові

Розглянемо основні види та методи з'єднання склопластикового стержня із різьбовим з'єднанням.

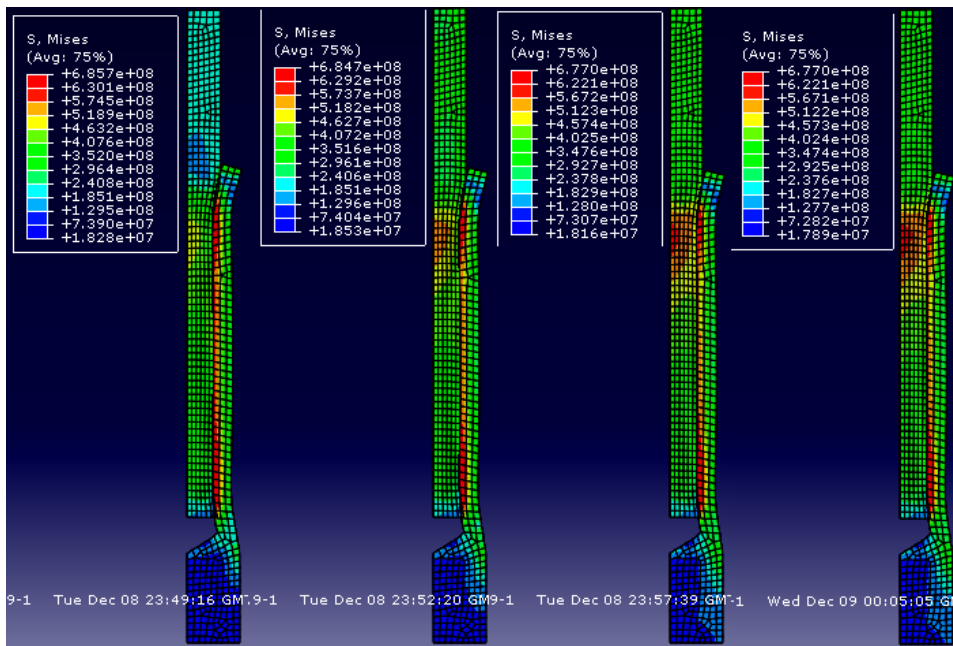
Найбільш розповсюдженим видом адгезійного з'єднання є звичайне по гладкій поверхні, яке потребує високої точності виготовлення елементів, точної посадки для забезпечення необхідного зазору між деталями, спеціальної підготовки поверхонь. Крім того, вимагає технології, яка б забезпечувала 100% заповнення порожнини (зазору). Надійнішим є з'єднання з виконанням зміцнювальних канавок чи виступів на склеюваних елементах. Технологічно таке з'єднання складніше проте краще працює при розтягувальних зусиллях.

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

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

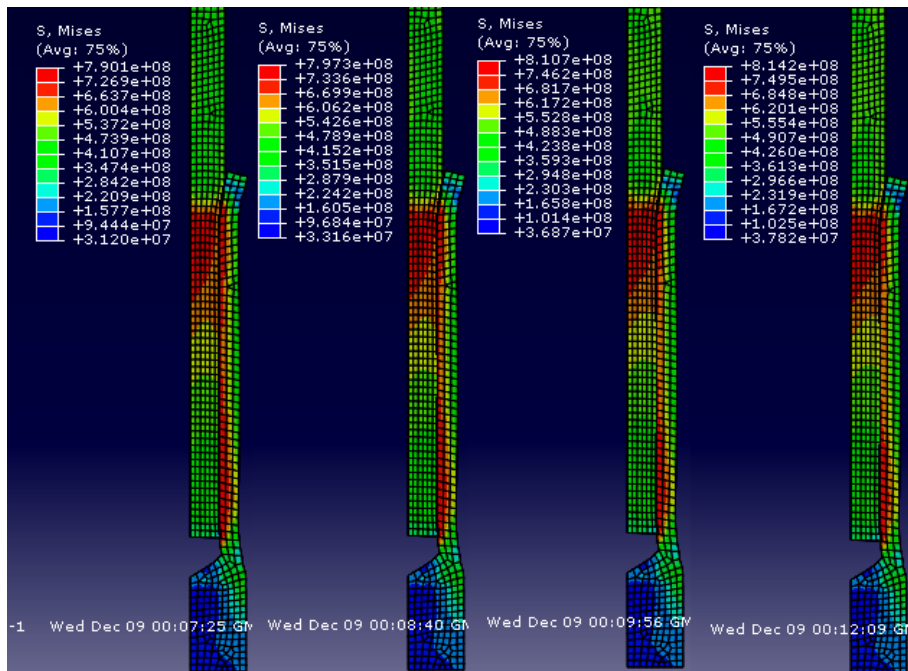
Типове, клейове з'єднання, недосконале через нерівномірність розподілення навантаження по всій довжині.

На даний час розроблена математична модель контактної взаємодії тіла штанги і сталевої головки, яка дозволяє дослідити розподіл контактних напружень залежно від механічних та геометричних властивостей пресового з'єднання. Проте для практичного використання модель досить складна. Для знаходження оптимального зусилля обтискання (при відомих геометрії з'єднання і матеріалах) застосовується метод кінцевих елементів, який порівняно легко реалізувати на ЕОМ (рис. 1.31-1.34).



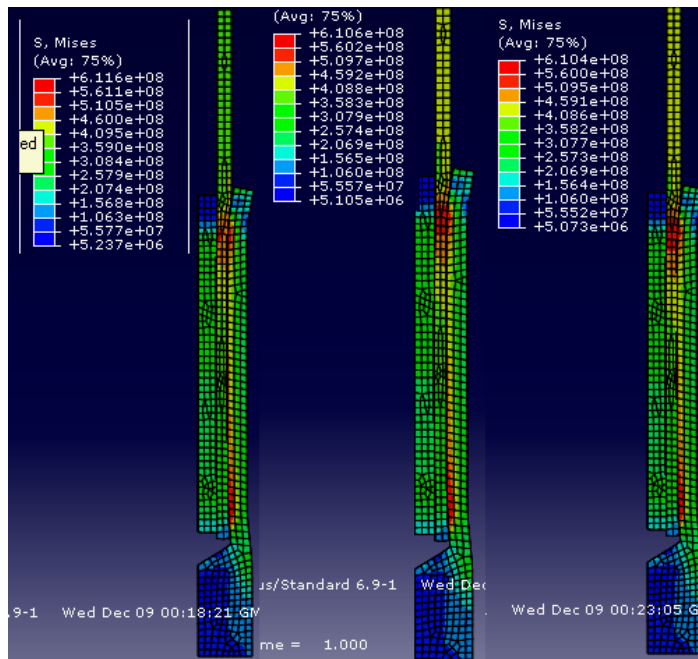
а б в г

Рисунок 1.31 - Характеристики з'єднання штанги діаметром 22 мм при тиску обтискання 500 МПа: навантаження на розтяг створює напруження 200, 250, 300, 400 МПа



а б в г

Рисунок 1.32 - Характеристики з'єднання штанги діаметром 22 мм при зовнішньому тиску 600 МПа: навантаження на розтяг створює напруження 450, 480, 500, 520 МПа

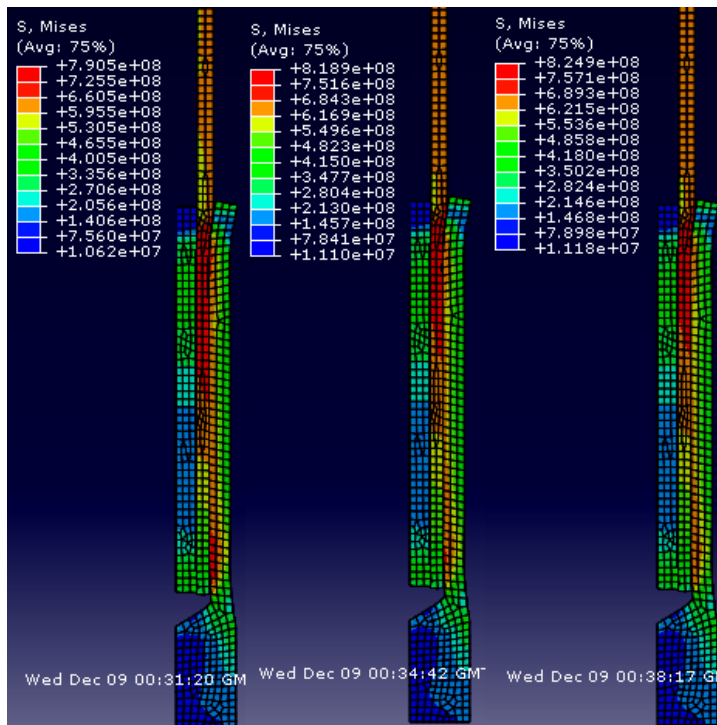


а

б

в

Рисунок 1.33 - Характеристики з'єднання штанги діаметром 22 мм із металевою поковкою при зовнішньому тиску 500 МПа: навантаження на розтяг створює напруження 400, 450, 475МПа



а

б

в

Рисунок 1.34 - Характеристики з'єднання штанги діаметром 22 мм із металевою поковкою при зовнішньому тиску 600 МПа: навантаження на розтяг створює напруження 600, 630, 665 МПа

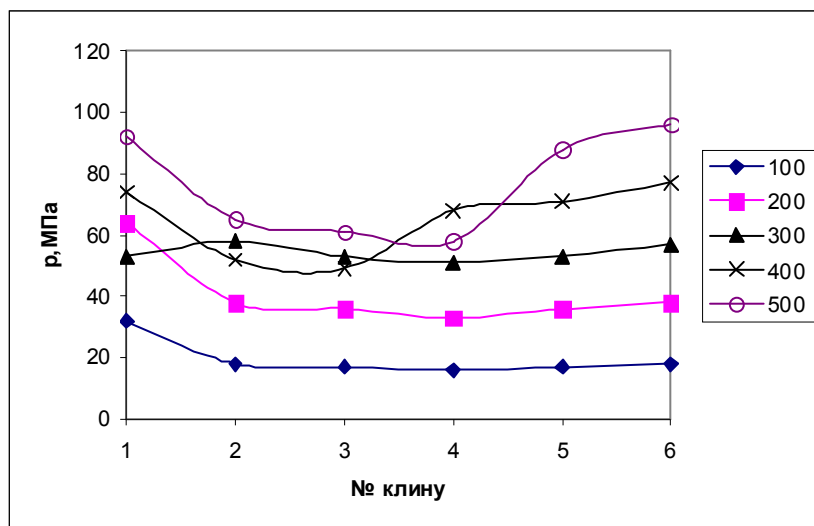


Рисунок 1.35 - Максимальне значення контактної тиску в областях контакту головки з клинами при різних значеннях зовнішнього навантаження

Результати випробувань на статичний розтяг зразків з трубчастої склопластикової штанги (рис. 1.36), котра пройшла 10 млн. циклів випробування на циклічний згин, показують, що границя пропорційності складає $\sigma_{mц} = 427$ МПа, а границя міцності - $\sigma_{\epsilon} = 482$ МПа (рис. 1.36 б). Характер руйнування зразків наступний: в місцях закріплення спостерігається зсув, а в середній частині - розщеплення волокон. Розриву по тілу не спостерігали.

При випробуванні нових поплавкових насосних штанг зі склопластику визначено границю пропорційності $\sigma_{mц} = 381$ МПа і границю міцності $\sigma_{\epsilon} = 514$ МПа.

Порівняльна діаграма міцності насосних штанг вказує на те, що міцнісні характеристики трубчастої та металевої штанги, в умовах розтягу, приблизно однакові.

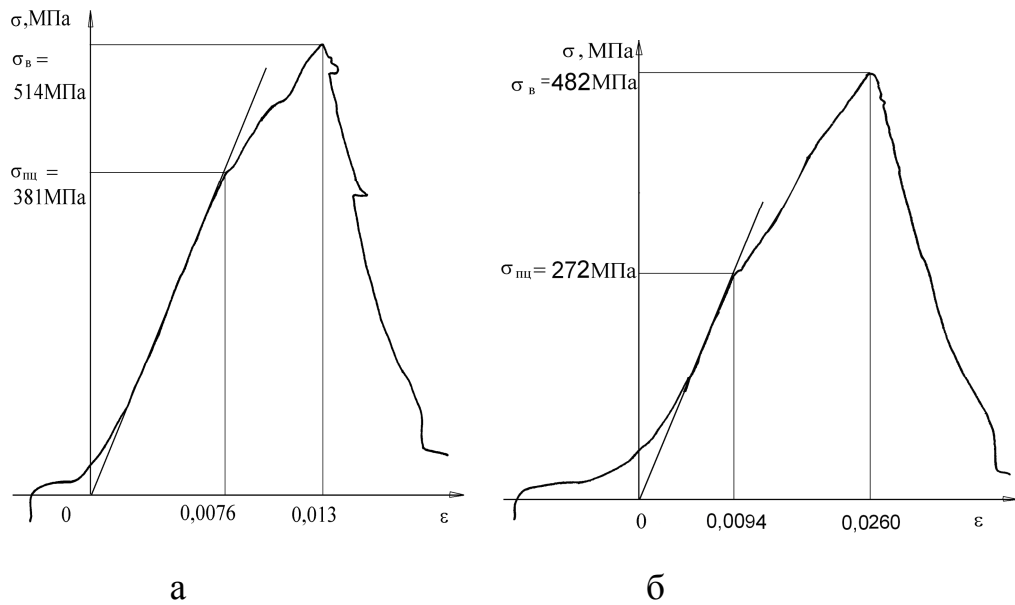
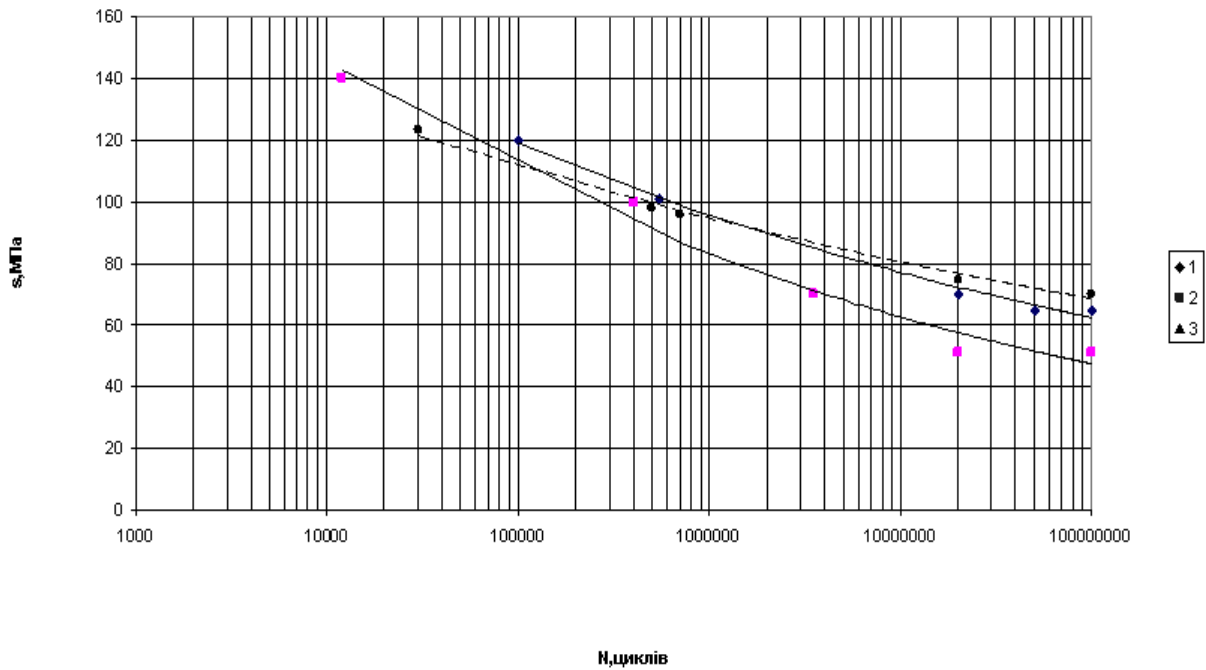


Рисунок 1.36 - Діаграма розтягу зразка нової (а) склопластикової насосної штанги та поплавкової склопластикової штанги (б) після $10 \cdot 10^6$ циклів

Особливо небезпечною для склопластикових штанг є їх робота в умовах циклічного згину. Навантаження стиску, які діють на колону штанг, можуть призвести до згину низу колони і викликати згинаючі напруження, найбільші значення яких локалізуються на відстані 200 мм від головки штанги. Найчастіше поломки як сталевих так і склопластикових насосних штанг по тілу відбуваються в цьому місці. В склопластикових штангах, при цьому, відбувається спочатку руйнування полімерного зв'язуючого, а потім обриви окремих волокон. Зруйнований таким чином склопластиковий стержень важко піддається проведенню ловильних робіт.

Проводились випробування зразків зі склопластикових насосних штанг на опір втомному руйнуванню при циклічному згині. Отримано криві втоми для трубчастих склопластикових штанг (рис. 1.37). На рис. 1.38 показано вигляд зруйнованих зразків.



- 1- ПКМ звичайної конструкції в пластовій воді з нафтою,
- 2 – в мінералізованій пластовій воді,
- 3 - трубчастих ПКМ авторської конструкції в повітрі

Рисунок 1.37 - Діаграми втомної міцності склопластикових насосних штанг при циклічному згині:



а)



б)

Рисунок 1.38 - Вигляд зразків після випробування на міцність при статичному розтязї (а) та циклічному згині (б)

1.6.2 Розрахунок компоновки колони порожнистих та поплавкових насосних штанг

Досвід експлуатації СШНУ показує, що переважно руйнування штангових колон обумовлено втомою матеріалу, викликаного тривалою дією циклічних змінних за величиною навантажень. Зусилля і навантаження в довільному перерізі штангової колони є циклічними та змінними. Характеристиками циклічної зміни напружень в довільному перерізі є:

- максимальне напруження циклу: σ_{\max}

$$\sigma_{\max} = \frac{G_{\max}}{f_{um}} \quad (1.72)$$

- мінімальне напруження циклу σ_{\min}

$$\sigma_{\min} = \frac{G_{\min}}{f_{um}} \quad (1.73)$$

- амплітудне напруження циклу σ_a

$$\sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \quad (1.74)$$

- середнє напруження циклу $\sigma_{\text{сеп}}$

$$\sigma_{\text{сеп}} = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) \quad (1.75)$$

Знайдемо G_{\max} і G_{\min}

Формула І.М. Муравйова:

$$G_{\max} = G_p + G_{um} \cdot \left(b + \frac{S \cdot n^2}{1440} \right) \quad (1.76)$$

де G_p - навантаження від ваги стовпу рідини над плунжером, визначається по глибині спуску насоса; G_{um} - навантаження від ваги колони штанг в повітрі;

$$b = \frac{\rho_{um} - \rho_p}{\rho_{um}}$$

- коефіцієнт плавучості штанг; S – довжина ходу полірованого штоку; n – число качань, хв.⁻¹.

$$G_p = f \cdot H_{cn} \cdot \rho_p \cdot g \quad (1.77)$$

де f - площа поперечного перерізу плунжера, м²; H_{cn} - глибина спуску насоса, м; ρ_p - густина рідини в колоні НКТ, кг/м³; g - прискорення вільного падіння, м/с².

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (1.78)$$

де d - діаметр плунжера, м.

$$G_{um} = f_{um} \cdot \rho_{um} \cdot H_{cn} \cdot g \quad (1.79)$$

де f_{um} - площа поперечного перерізу штанг, м²; ρ_{um} - густина матеріалу штанг, кг/м³.

Формула Мілса:

$$G_{min} = G_{um} \cdot \left(1 - \frac{S \cdot n^2}{1790}\right) \quad (1.80)$$

При роботі штангових колон цикл зміни напружень в довільному поперечному перерізі є, як правило, несиметричним, $\sigma_a \neq 0$. В такому випадку надійність колони штанг визначається не тільки величиною максимального напруження, але і амплітудою його зміни. Необхідність враховувати дві величини при порівнянні напруженості штангових колон при різних режимах відкачки та в різних свердловинах викликає суттєві складнощі. Тому як єдині характеристика циклу зміни напружень використовується величина σ_{np} , котра може бути розрахована за наступними формулами:

- І.А. Одінга:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{max} \sigma_a} \quad (1.81)$$

- М.П. Маркова:

$$\sigma_{np} = \frac{1}{5} \sigma_a \sigma_{сер} \quad (1.82)$$

- Б.Б. Крумана:

$$\sigma_{np} = \sigma_{\max} - 0,56\sigma_{\min} \quad (1.83)$$

Розрахунок штангової колони полягає у визначенні необхідної кількості ступеней, діаметра та довжини штанг кожної ступені, а також матеріал штанг. Вибрана конструкція повинна забезпечувати безаварійну роботу насосної установки із запланованою подачею і при мінімальних затратах.

При розрахунку штангової колони необхідно керуватися наступними принципами:

- колона повинна мати достатню втомну міцність;
- повинна мати мінімальну вагу;
- мінімізувати втрату довжини ходу від повздовжніх деформацій;
- мати мінімально можливу вартість.

В практичному застосуванні пропонується використати в компоновці штангової колони склопластикові штанги, діаметрами 22,19 мм та обважнений низ із звичайних сталевих штанг.

Відомо декілька методів розрахунку штангової колони, найпростіший із яких базується на знаходженні фактичного напруження в штангах σ_{ϕ} , як правило в точці підвісу, і порівнянні його із максимально допустимим для даних штанг $[\sigma_{\text{дон}}]$ (діаметр і марка сталі штанг). Цей метод рекомендується застосовувати для невеликих глибин спуску насосу та при використанні одноступінчастої колони штанг.

Для середніх та великих глибин спуску насосу застосовуються дво- та триступінчасті колони штанг.

Перша умова, що повинна бути виконана при розрахунку штангової колони:

$$\sigma_{npi} \leq [\sigma_{\text{дон}}], \quad (1.84)$$

де σ_{npi} – приведені напруження в будь-якому довільному поперечному перерізі колони.

По-друге важливим є забезпечення рівномірності ступенів колони насосних штанг, що полягає в рівності приведених напружень кожної ступені штангової колони.

$$\sigma_{np1} = \sigma_{np2} = \sigma_{np3}, \quad (1.85)$$

де індекси 1,2,3 відносяться до верхніх перерізів відповідних ступенів штанг.

Найбільш точно, із врахуванням конкретних умов кожної свердловини, можна розрахувати конструкцію штангової колони, використовуючи аналітичні залежності. Існує декілька методик розрахунку штангових колон, задовольняючих умові достатньої втомної міцності.

В залежності від глибини спуску насоса, його діаметра і параметрів роботи установки попередньо визначається варіант конструкції штангової колони – одноступінчаста, дво– чи триступінчаста – виходячи із рекомендацій по глибині спуску насоса.

Після вибору діаметра ступенів колони штанг визначаємо коефіцієнти $M_{шт}$ та M_M .

$$M_{шт} = \frac{1}{\left(\frac{m_{шт}^2 + 1}{m_{шт}^2 - 1} \cdot \ln m_{шт} \right) - 1} \quad (1.86)$$

$$M_M = \frac{0,032}{\left(\frac{m_M^2 + 1}{m_M^2 - 1} \cdot \ln m_M \right) - 1} \quad (1.87)$$

$$m_{шт} = \frac{D_{мг}}{d_{шт}} \quad m_M = \frac{D_{мг}}{d_M} \quad (1.88)$$

де $M_{шт}$ і M_M – відповідно коефіцієнти для штанг та муфт;

$D_{ТВ}$ – внутрішній діаметр насосно-компресорних труб, м;

$d_{шт}$ – діаметр штанг, м;

d_M – діаметр муфт, м.

Проведемо розрахунок двоступінчастої склопластикової колони штанг, нижня ступінь якої діаметром 19 мм, а верхня -22 мм, для забезпечення руху вниз плунжера без зависання штанг розрахуємо так званий "обважнений низ" колони штанг.

Довжина першої ступені діаметром 19 мм

$$l_1 = \frac{f_{um1} \cdot (q_{um2} \cdot M + q_{mp.z2}) \cdot H_{cn} - 0.6 \cdot (G_n + G_{вн}) \cdot \Delta f_{um}}{f_{um1} \cdot (q_{um2} \cdot M + q_{mp.z2}) + \Delta f_{um} \cdot (q_{um1} \cdot M + q_{mp.z1})} \quad (1.90)$$

$$\Delta f_{um} = f_{um2} - f_{um1} \quad (1.91)$$

$$M = 0.2 \cdot b' + 0.6 \cdot m_g + 0.4 \cdot m_n \quad (1.92)$$

$$q_{mp.zi} = \frac{2 \cdot \pi^2}{9,81} \cdot \nu_p \cdot \rho_p \cdot Sn' \cdot (M_{umi} + M_{mi}) \quad (1.93)$$

f_{um1}, f_{um2} - відповідно площі поперечного перерізу штанг першої і другої ступені, м²; q_{um1}, q_{um2} - відповідно вага погонного метра штанг першої і другої ступені в повітрі, Н/м;

q_{mp1}, q_{mp2} - відповідно сила гідродинамічного тертя штанги на довжині 1 м, Н/м;

G_n - навантаження від продукції свердловини, Н;

$G_{вн}$ - вага «обваженого низу», котра приймається рівною сумі сил опору, зосереджених на плунжері:

$$G_{вн} = G_{кл.н} + G_{тр.пл} \quad (1.94)$$

b' - коефіцієнт плавучості штанги;

m_g, m_n - відповідно фактор динамічності при вході плунжера вгору та вниз.

Довжину обваженого низу L_n знаходимо за формулою:

$$L_n = \frac{G_{mn}}{q'_{mn}} \quad (1.95)$$

q'_{mn} - вага в продукції свердловини 1 погонного метра штанг, що використовуються в якості «обваженого низу».

Довжина другої ступені діаметром 22 мм:

$$l_2 = H_{cn} - l_1 - L_{mn} \quad (1.96)$$

Розраховану таким чином конструкцію перевіряють за умовами (1.84), (1.85) і якщо умови не виконуються, проводять розрахунок двоступеневої колони з штанг більшого діаметру.

Приведемо також спрощений варіант розрахунку двоступеневої колони насосних штанг, котрий запропонований для використання в промислових умовах.

Довжину нижньої ступені знайдемо за формулою:

$$l_2 = \frac{\sigma \cdot f_2 - P_p}{q_2 \cdot (b_2 + m)} \quad (1.97)$$

де P_p – вага стовпа рідини над плунжером; σ – максимально допустиме напруження для матеріалу штанг нижньої ступені; b_i – коефіцієнт втрати ваги штанг в рідині (коефіцієнт плавучості); f_i – площа поперечного січення штанг; m – фактор динамічності, приймаємо $m = 0.2$; q_i – вага 1 м штанг нижньої ступені;

$$P_p = F_n \cdot \rho_c \cdot L \quad (1.98)$$

$$b_2 = \frac{\rho_{ми} - \rho_c}{\rho_{ми}} \quad (1.99)$$

Довжину верхньої ступені знайдемо за формулою:

$$l_1 = \frac{\sigma \cdot (f_1 - f_2)}{q_1 \cdot (b_1 + m)} \quad (1.100)$$

Якщо загальна довжина першої і другої ступені більша за потрібну, зменшуємо довжину другої ступені.

Знайдемо вагу обваженого низу колони штанг для заданих умов роботи свердловини.

$$G_{з2} = 0.1 \cdot L \cdot \rho_c \cdot f_2 + G_{нк} \quad (1.101)$$

$$G_{нк} = n_k \cdot \Delta p \cdot (F - f_0) \quad (1.102)$$

$$\Delta p = \frac{1.4 \cdot 10^{-9} \cdot (S \cdot n)^2 \cdot \rho_c \cdot \left(\frac{D_n}{d_0}\right)^4}{\mu^2} \quad (1.103)$$

де $G_{нк}$ - сила, що виникає за рахунок гідравлічних опорів в нагнітальних клапанах; n_k - кількість нагнітальних клапанів; Δp - втрата напору в одному клапані; μ – коефіцієнт витрат в залежності від конструкції клапана і числа Рейнольдса, приймаємо $\mu = 0,27$; D_n - діаметр плунжера насоса; d_0 - діаметр отвору в сидлі клапана.

$$\sigma_{32} = \frac{G_{32} \cdot (d_m - d_2)}{W} \quad (1.104)$$

де d_m - діаметр насосно – компресорних труб; W - момент опору насосних штанг; d_2 - діаметр нижньої ступені колони штанг.

$$W = 0.1 \cdot d_2^3 \quad (1.105)$$

$$G_{дом} = \frac{\sigma_{32} \cdot W}{d_m - d_2} \quad (1.106)$$

Необхідна вага обважненого низу :

$$G_{об} = G_{32} - G_{дом} \quad (1.107)$$

Довжина обважненого низу:

$$l_{об.} = \frac{G_{об}}{q_{шт.об}} \quad (1.108)$$

$q_{шт.об}$ - вага 1 м штанг, прийнятих для обважнення колони.

Розрахунки можуть бути виконані в будь - якому математичному середовищі, наприклад у програмі MathCAD .

1.7 Насосні штанги з склопластиковими покриттями

1.7.1 Корозійна активність середовища

Нафта – складна багатокомпонентна система (часто колоїдна), що містить у переважній більшості вуглеводні метанового ряду, нафтени, асфальтени, гетероцикли та ін. Особливе місце займають сполуки з поверхневою активністю, так звані ПАВ. За елементним складом нафта містить С, Н, О, S, N, метали, в

т.ч. і важкі. Ці елементи утворюють такі класи сполук, що в тому чи іншому якісному та кількісному співвідношенні входять до складу нафти:

1. Сірковмісні: елементарна сірка, сірководень, сірчисті сполуки з невисокою молекулярною масою.

2. Азотовмісні органічні: основні (третинні сполуки піридину, хіноліну, акридину, первинні ароматичні аміни); нейтральні (піррол, індол, карбазол, порфоріни, нітрили, амідні кислоти). Слід відзначити, що ряд цих сполук можуть мати інгібуючі та бактерицидні властивості.

3. Кисневмісні: переважно неуглеводневі сполуки, зокрема нафтеніві кислоти (карбоніві). Вміст органічних кислот у нафті становить 0,03 – 1,7%. Це переважно монокарбоніві нафтеніві (циклічні) кислоти. Полінафтеніві і аліфатичні кислоти присутні в нафті в незначних кількостях.

Крім кислот у нафті можуть знаходитись і лужні солі нафтенівих кислот, які є сильними емульгаторами і піноутворювачами.

4. Смолисто-асфальтенові речовини: нафтові смоли – суміш кисневмісних сполук нафти, що можуть містити сірку та азот. Вони можуть бути в нафті, як у вигляді розчинів, так і колоїдних систем. В деяких випадках спостерігається їх виділення у вигляді окремої фази. Особливе місце займають асфальтени, які в колоїдній системі є дисперсною фазою і діють як стабілізатори емульсій та можуть перерозподіляти компоненти гетерогенних фаз: H_2O , парафіну, газу, твердих частинок.

В роботі показано, що корозія металу у вуглеводнях зумовлена, по-перше, наявністю води, по-друге, здатністю ненасичених сполук, що містяться в нафті, окислюватись до органічних кислот різної будови, а також рядом інших причин, про які йтиме мова нижче.

Із усієї сукупності факторів, які впливають на корозійну активність системи нафта - вода, найважливішим є співвідношення нафти і води. Деякі автори вважають, що агресивність системи зростає із вмістом води. Однак, до цього часу переконливо не доведено існування критичної концентрації води,

при якій у нафтово-водному середовищі процеси корозії протікають найбільш інтенсивно. Дослідження корозії середньовуглецевих сталей у сумішах бензин - вода, газолін – вода дають підстави стверджувати, що критична концентрація води (ККВ) все-таки існує. Загалом, на їх думку, ККВ становить $> 5\%$ об'ємних. У конкретному випадку в системі бензин - вода ККВ = $0,1\%$, а в системі газолін - вода ККВ = $0,02\%$. Швидкість корозії при досягненні ККВ зростає від $0,02$ мм/рік (вуглеводень) до $0,105$ мм/рік, причому це зростання є раптовим.

Нафта і вода при будь-якому співвідношенні утворюють емульсії. Нафтова емульсія - ліофобна дисперсна система з відносно невеликим ступенем дисперсності. Це емульсії зворотного типу В/Н: полярна фаза (вода) розподілена в неполярному середовищі (нафті). Емульсії В/Н легко змішуються з неполярним середовищем, вибірково змочують гідрофобну поверхню і не мають помітної електропровідності.

Нафтові емульсії термодинамічно агрегативно нестійкі в часі. Стійкість емульсії з часом знижується, їх агрегативна стійкість (час до розділення на дві фази, що не змішуються) - від 1 секунди до років.

Фактори, що впливають на стійкість нафтових емульсій:

- наявність емульгаторів, які стабілізують краплі води у нафті;
- утворення на границі розділу фаз адсорбційно-сольватних шарів.

Стабілізація водно-нафтових емульсій відбувається за рахунок наявних у нафті поверхнево-активних речовин: сильних (нафтенові та жирні кислоти), слабких (асфальтени) та твердих речовин мінерального та органічного походження (парафіни, церезини).

Для високопарафіністих нафт основними стабілізаторами нафтових емульсій є мікрокристали парафіну та церезину.

Зниження стійкості емульсій веде до її розшарування на дві фази. Рух води, залежно від її кількості та режиму потоку, може бути відокремленим від потоку нафти або корково-диспергованим (емульсійним). Накопичення води створює додаткові можливості для інтенсифікації корозійного процесу.

Своєрідність корозійної поведінки металів, що контактують з двома рідинами, які не змішуються, описано в роботі [48]. Доведено принципову відмінність цього виду корозії від корозійного руйнування металу в інших середовищах.

Основні стадії корозійного руйнування металу в двофазних системах, які не перемішуються:

1) корозія у водній фазі за відсутності захисних плівок на поверхні металу;

2) зниження швидкості корозії за рахунок осадження продуктів корозії;

3) інверсія змочування на границі розділу фаз і гідрофілізація поверхні під вуглеводневою фазою;

4) утворення тонких шарів електроліту на поверхні металу, що контактує з вуглеводнем, і зв'язування цих шарів з об'ємом електроліту;

5) перенесення корозійних процесів з поверхні металу, що контактує з об'ємом водної фази, на поверхню, що контактує з тонкими шарами електроліту.

Численними експериментами доведено, що швидкість корозії сталі в двофазній системі знаходиться у прямій залежності від таких факторів як загальна мінералізація, концентрація сірководню, кисню, двооксиду вуглецю та ін.

Загальна мінералізація води загалом призводить до посилення корозійного руйнування сталі. Так, при додаванні до води NaCl швидкість корозії середньовуглецевої сталі зростає: на 23% при додаванні 0,1% NaCl та на 73% при додаванні 0,4% NaCl. Крім того, має місце екстракція водою розчинених у нафті хлоридів, сульфатів, нітратів та органічних кислот, наприклад мурашиної та оцтової.

Щодо залежності швидкості корозії від кислотності середовища, то найнижчі значення швидкостей корозії сталей спостерігаються при $\text{pH} = 7 \dots 8,5$. Наявні дані свідчать про нейтральність значення pH водних

втяжок. Тобто, при відсутності інших стимулюючих факторів (Cl^- , H_2S , бактерії циклу сірки) швидкості корозії сталі у нафтовій воді досить помірні.

В процесі видобутку нафти СШНУ, у пластовій рідині часто наявні різні завислі частинки, як от: пісок, мінеральні сегрегації та ін. При русі в колоні НКТ ці частинки діють як абразив, тут має місце корозійно-ерозійне зношування поверхонь НШ та НКТ. Швидкість та механізм корозійно-ерозійного руйнування металу в двофазній системі залежить від великої кількості факторів (швидкість потоку, розмір і природа частинок, рН середовища та ін.) і є малодослідженими.

Одним із найбільш агресивних чинників, які різко прискорюють корозійні процеси в системі нафта - вода, є сірководень. Сірководень може бути, як неорганічного, так і біогенного походження .

Розчинність сірководню у воді при 30°C та парціальному тиску 760 мм рт. ст. складає 3000 мг/л. рН водного насиченого H_2S розчину 4. В кислих розчинах H_2S знаходиться у вигляді молекул, в лужних ($\text{pH} > 9$) - у вигляді іонів. При одночасній присутності O_2 сірководень взаємодіє з киснем, окислюючись до S , SO_3^{2-} , SO_4^{2-} , S_2O_3 .

Особливо негативною є дія сульфідів, утворених в результаті електрохімічної корозії заліза та його сплавів в кислих середовищах, що містять H_2S . На думку сульфіди діють як поверхневі каталізатори, утворюючи перехідний комплекс $\text{Fe}(\text{HS})_{\text{адс}}$.

При низькій концентрації сірководню сульфідна плівка складається із FeS_2 (марказит чи пірит), троїліту і невеликих кількостей канситу (Fe_9S_8). Кристалічні решітки FeS_2 та троїліту мають мало дефектів і тому дифузія іонів заліза через плівку такого складу незначна.

При високих концентраціях сірководню на поверхні заліза утворюється кансит. Швидкість дифузії Fe^{2+} через плівку, утворену канситом, висока. Тому швидкість корозії заліза і його сплавів при цьому дуже велика.

Корозійні пошкодження поверхонь нафтопромислового обладнання пов'язують також із дією мікроорганізмів. Це переважно хемотропні мікроорганізми, які акумулюють енергію в результаті протікання окисно-відновних реакцій. Залежно від типу дихання вони поділяються на аеробні та анаеробні. Характерною рисою цих мікроорганізмів є їх тісний зв'язок із середовищем, який проявляється в незвичайній для вищих організмів інтенсивності обміну та лабільності організації. Мікроорганізми здатні атакувати більшість органічних сполук в широкому діапазоні температур (0...368,5K). Оптимальна температура, при якій більшість бактерій та грибів-руйнівників виявляють найбільшу активність, лежить в діапазоні 293...313K .

Отже, на швидкість протікання і розподілу корозії підземного обладнання СШНУ впливають такі групи факторів:

- технічні і технологічні фактори при видобутку нафти (режим руху в свердловині газорідинної суміші, тиск на вибої і усті свердловини і розподіл температури по її стовбуру);

- фізико хімічні властивості і склад продукції свердловини (склад і властивості пластової нафти, що видобувається, склад і властивості супутньої води, склад і властивості супутнього нафтового газу і вміст в ньому корозійно-активних домішок типу сірководню і двоокису вуглецю; співвідношення нафти і води та характер розподілу цих фаз одна в одній; наявність в продукції свердловини органічних і неорганічних речовин типу парафіну, смоли, сульфідів заліза, карбонату кальцію та ін., які можуть утворювати захисні плівки на металевій поверхні; наявність абразивних частинок в потоці рідини типу піску, сульфідів заліза, кристалів солей та ін.; наявність та прояв життєдіяльності бактерій; рН середовища);

- зовнішні фактори (температура, швидкість руху агресивного середовища, тиск, концентрація кисню, наявність хімічних реагентів, які

застосовуються в технологічних процесах видобування і підготовки нафти та ін);

- внутрішні фактори (природа металу; склад металу; кристалічна структура металу; стан поверхні металу; напруження в металі; термодинамічна стійкість металу).

За даними, середня швидкість корозії на родовищах ВАТ “Оренбургнефть” (Росія), складає від 0,2 до 1,36 мм/рік.

НШ та НКТ знаходяться під сумісним впливом циклічних навантажень і корозійного середовища, утвореного в результаті електрохімічних процесів, наявності в продукції пласта води, солей, газів CO₂, H₂, S і SO₂.

В загальному, корозія сталевих штанг знижує їх циклічний ресурс в 3-9 разів. Аналіз статистичних даних показує, що більшість поломок НШ викликано корозійною втомою металу, яка настає внаслідок одночасної дії на нього навантажень і хімічно активного рідкого середовища. Корозійна втома конструкційної сталі значно нижча міцності штанг при аналогічному навантаженні в атмосферних умовах або в рідинах-неелектролітах. Негативний вплив агресивного середовища, як правило, проявляється в місцях концентрації напружень, зумовлених, в основному, механічними факторами. В НШ – це ніпель різьби і ділянка штанги, прилягаюча до головки, тобто місце переходу гнучкого тіла штанги в жорсткий з’єднувальний вузол. На цій ділянці довжиною не більше 200 - 250 мм виникають 90-95% обривів в тілі НШ.

1.7.2 Сучасні методи боротьби з корозійною втомою насосних штанг

Аналіз даних про відмови на нафтових промислах дозволяє стверджувати, що переважна більшість аварій на промислах пов’язана із корозійними процесами. І це однозначно впливає на вартість продукції

свердловин. Так, за даними Державного трубного інституту ім. Я.Є. Осади (м. Дніпропетровськ), затрати на ліквідацію несприятливих наслідків корозійних руйнувань складають до 30% від витрат на видобуток нафти .

Зважаючи на важливість описаної проблеми, розглянемо детальніше існуючі методи боротьби із корозійною втомою матеріалу НКТ та НШ.

Переважає більшість нафтових родовищ в Україні експлуатуються вже багато років, а ті, що розробляються зараз, проектується на тривалий термін роботи. Отже, процес їх експлуатації супроводжується або супроводжуватиметься їх виснаженням і виникненням потреби у застосуванні технологій підтримки пластового тиску. А це часто передбачає закачування мінералізованих стічних вод, поверхнево-активних речовин та різних хімреагентів, що сприяє інтенсифікації корозійних процесів у колоні НКТ та НШ, які і так піддаються корозійному впливу природного нафтового і газового середовища. Найбільш небезпечними тут є вуглекислотна корозія та сірководневе розтріскування.

На сьогодні для боротьби із корозією труб НКТ застосовують такі заходи:

- введення в закачувану воду інгібіторів корозії;
- застосування труб із низьколегованих та легованих сталей ;
- застосування склопластикових труб ;
- захист поверхні труб протикорозійними покриттями.

Застосування інгібіторів корозії потребує значних капітальних вкладень в обладнання, постійних експлуатаційних затрат на реагенти, обслуговування додаткового обладнання і постійний контроль ефективності захисту .

З огляду на дуже високу вартість процесу, застосування цього методу на промислах зменшується.

Застосування труб із легованих сталей. Термін експлуатації таких труб значно більший за термін експлуатації стандартних труб, а більша їх

вартість у абсолютній більшості випадків компенсується підвищеним ресурсом, і при тривалих термінах використання родовища дає позитивний економічний ефект. Однак цей спосіб не вирішує важливу задачу підвищення ресурсу колони НКТ – проблему надійності і довговічності різьбових з'єднань НКТ (за даними Американського нафтового інституту API частка аварій НКТ із-за руйнування різьбових з'єднань складає 55%).

Склопластикові труби цілком позбавлені проблеми корозійного руйнування. Крім того, вони мають низьку густину, малий коефіцієнт теплопровідності, не мають магнітних властивостей. Можуть працювати у широкому діапазоні робочих температур і тисків. І хоча їх властивості вказують на перспективність розробки та вдосконалення такого виду труб, але високі вимоги до процесу зберігання та спуско-підіймальних операцій є причиною їх обмеженого використання на промислах України.

Розглянемо детальніше методи **захисту поверхні труб та насосних штанг антикорозійними покриттями**.

Сьогодні для труб НКТ і НШ застосовуються три види захисних покриттів :

- дифузійне цинкове покриття;
- полімерне покриття;
- силікатно-емалеве покриття.

Дифузійне цинкове покриття. Для захисту НКТ, їх різьбових з'єднань та НШ від впливу корозійно- та ерозійно- агресивних середовищ добрі результати дає використання дифузійних цинкових покриттів. Такі покриття мають міцний дифузійний зв'язок з металом. Висока твердість дифузійних цинкових покриттів забезпечує високу опірність абразивному зносу. Крім того, особливості структури дифузійних покриттів сприятливо впливають на їх механічні, технологічні і захисні властивості.

Таким чином, застосування дифузійних цинкових покриттів істотно підвищує корозійну стійкість металу НКТ і штанг при відносно невисокій

вартості процесу обробки. До того ж, цей вид зміцнення ефективно захищає труби НКТ в місцях їх різьового з'єднання.

Однак, застосування таких труб має два недоліки:

- ці труби обмежені за довжиною. Наявне на сьогодні в Україні обладнання дозволяє виготовляти труби довжиною до 6,3 м, що збільшує кількість з'єднань труб;

- застосування таких труб неприпустиме в свердловинах з лужним середовищем.

Полімерне покриття. Труби з полімерними покриттями вже тривалий час знаходять застосування в промисловості. Такі покриття мають високі експлуатаційні характеристики, їх можна наносити як на внутрішню, так і на зовнішню поверхні труб і штанг різного сортаменту і призначення. Нанесення полімерного покриття відбувається одним із двох типів матеріалів:

- термопластичні матеріали: полівінілхлорид, поліетилен, поліпропілен, фторопласт тощо;

- термореактивні матеріали: фенопласти, епоксидні, поліефірні матеріали.

Цей тип покриттів має ряд суттєвих переваг:

- високу корозійну стійкість;
- тривалий термін служби за певних умов експлуатації;
- достатньо високу герметичність різьових з'єднань.

Але водночас такі покриття мають і недоліки:

- невисока ерозійна стійкість, що призводить до виходу з ладу при дії піску;

- вихід з ладу труби при механічному впливі;
- вузький температурний діапазон працездатності таких труб чи штанг.

Силікатно-емалеве покриття. Труби і НШ із силікатно-емалевими покриттями мають високі експлуатаційні параметри, особливо при видобутку

високов'язких нафт. Завдяки певним фізико-хімічним процесам, покриття емаллю характеризується високоміцною адгезією силікатної емалі на поверхні металу. При цьому міцність зчеплення отриманого композитного матеріалу перевищує міцність самої емалі, а це зумовлює високі міцнісні і захисні властивості.

До переваг цього типу покриттів відносять:

- широкий температурний інтервал експлуатації (до 350°C);
- висока стійкість до абразивного зносу;
- високі міцнісні показники на згин, кручення і механічну дію;
- висока стійкість до корозійного зношування.

До недоліків можна віднести порівняно високу вартість труб із силікатно-емалевим покриттям.

1.7.3 Покриття тіла насосних штанг склотканними стрічками

Численними дослідженнями доведено, що процеси руйнування конструкцій під впливом сумісної дії механічних навантажень і корозійних робочих середовищ обумовлені рядом фізико-хімічних локалізованих процесів утворення та розвитку в матеріалі тріщиноподібних дефектів. При цьому, поряд із місцями підвищеної концентрації напружень (різьби, дефекти тіла штанги), ці процеси часто виникають і на гладких циліндричних поверхнях тіла насосних штанг.

Таким чином, існує потреба в розробці ефективних методів, які дозволяють запобігати або знизити інтенсивність утворення парафінових відкладень на поверхні тіла насосних штанг, в той же час знижуючи вплив корозійно-активного середовища на матеріал НШ. На сьогодні такі методи розвинуті в літературі недостатньо, особливо в плані врахування специфіки впливу захисного покриття на корозійну тріщиностійкість матеріалу насосних штанг. У зв'язку з цим, визначення показників втомного

корозійного руйнування матеріалу насосних штанг, покритих склотканинними стрічками та розробка раціональної методики покриття тіла насосних штанг склотканинними стрічками є актуальною науковою та прикладною задачею.

Відповідно до сформульованих задач дослідження нами вивчався вплив покриття склотканинними стрічками на опір корозійній втомі матеріалу насосних штанг.

В експериментах використовувалися зразки, вирізані із насосних штанг діаметром 19 мм марки 15НЗМА, після експлуатації в свердловині Довбушанка-128 Надвірнянського НГВУ з 12.1986 р. по 10.1997 р. Причина зняття штанг з експлуатації – обрив колони у III секції насосних штанг по муфті. Параметри свердловини наведені в таблиці 1.11.

Таблиця 1.11 - Параметри свердловини

Назва показника	Величина
Дебіт, т/добу	0,7
Дебіт газу, тис. м ³ /добу	0,7
Обводненість, %	7
Газовий фактор	1000 м ³
Пластовий тиск, атм	160
Глибина штучного вибою, м	2901
Колона НКТ:	
I ст. діаметр 73 мм	3 шт. (21 м, група міцності N-80)
II ст. діаметр 73 мм	149 шт. (1429,4 м, група міцності К)
III ст. діаметр 73 мм	70 шт. (654,46 м, група міцності Д)
IV ст. діаметр 50,8 мм	1 шт. (8 м, група міцності Д)
Колона насосних штанг:	
I ст. діаметр 25 мм	65 шт. (519 м, сталь 15НЗМА)
II ст. діаметр 22 мм	70 шт. (560 м, сталь 15НЗМА)
III ст. діаметр 19 мм	31 шт. (239 м, сталь 15НЗМА)
IV ст. діаметр 16 мм	102 шт. (787 м, сталь 15НЗМА)

Експериментальні зразки являли собою відрізки насосних штанг зі сталі марки 15НЗМА, відрізані на відстані 42 см від торця штанги.

В ході експерименту відслідковувались такі дані:

- число циклів до повного руйнування зразка при заданому навантаженні;
- число циклів до появи тріщини на поверхні зразка;
- розмір тріщини через кожних 50-100 тис. циклів.

Для вимірювання розміру тріщини у зразках при дослідженні використано ультразвуковий дефектоскоп УД-2М.

При обробці результатів експерименту нами обчислювалась швидкість росту тріщини V (м/цикл) шляхом ділення величини приросту розміру тріщини (м) на кількість циклів, за яку цей приріст відбувся:

$$V = \frac{\Delta L}{N}, \quad (1.109)$$

де ΔL - величина приросту розміру тріщини в м;

N - число циклів.

Розмір навантаження на кінець штанги, необхідного для виникнення в матеріалі зразка напруження заданої величини σ визначено за формулою

$$P = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \sigma}{9,6} - 20,5, \quad (1.110)$$

де d - діаметр тіла насосної штанги;

σ - потрібне значення напруження в матеріалі зразка.

Кількість зразків для експерименту – більше 10 шт.

При проведенні експерименту на половину зразків (5 шт.) попередньо було нанесено склотканинне покриття за технологією, наведеною нижче.

1.7.4 Технологія нанесення склотканинного покриття

Технологія нанесення на тіло насосних штанг склотканинного покриття передбачала проведення таких етапів:

1 Проводиться візуальний огляд штанг на наявність механічних пошкоджень та ультразвукова дефектоскопія тіла штанг. Для досліджень придатні лише зразки насосних штанг, на тілі яких відсутні механічні пошкодження.

2 Проводиться механічне зачищення тіла зразка штанги дротяними щітками.

3 Проводиться знежирювання поверхні тіла зразка тканиною, просоченою ацетоном.

4 Далі оброблені поверхні просушуються при температурі 40-60°C.

5 До зв'язувача вводиться розчинник (ацетон).

6 Суміщується наповнювач (склотканина) зі зв'язувачем шляхом нанесення компаунда на поверхню стрічки. Стрічка просочується рідким зв'язувачем безпосередньо перед намотуванням.

7 Виконується намотування в такій послідовності:

- фіксується початок склотканинної стрічки на тілі штанги;

- намотується стрічка на поверхню тіла штанги з нанесенням зв'язувача між витками, при цьому підтримується натяг стрічки за допомогою пристрою натягування. Намотування відбувається по спіралі в один шар;

- фіксується кінець зміцнюючої стрічки.

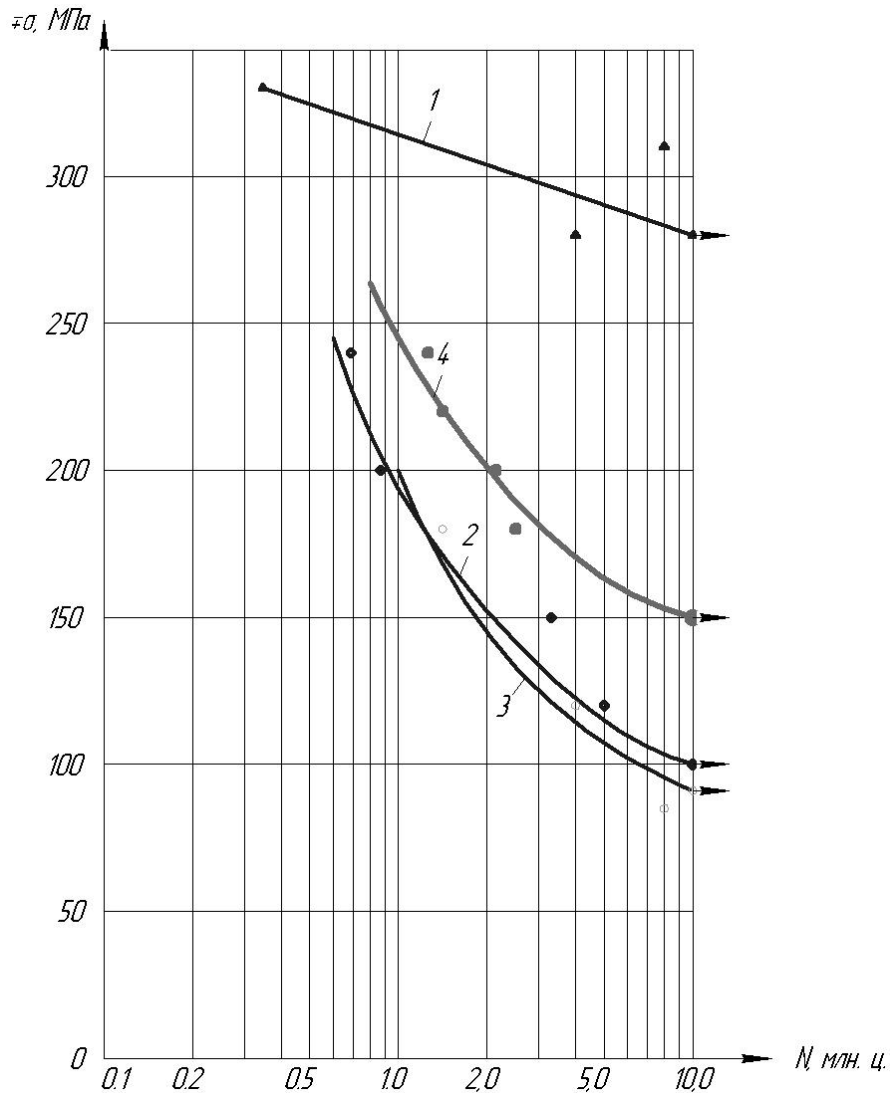
Після натягування стрічки видимі локальні проміжки між склотканинним покриттям і поверхнею тіла НШ, а також між шарами стрічки заповнюються зв'язувачем.

Як зв'язуючий компаунд для склотканинної стрічки використовується епоксидний зв'язувач ЕДТ-10 ОСТ 92-0957.

Матеріал стрічки – конструкційна склотканина структури 10 на замаслювачі №80 Т-10-80 згідно з ГОСТ 19170-73.

На основі даних про число циклів, яке пройшов дослідний зразок насосної штанги при заданому значенні напруження, яке виникає в матеріалі

тіла насосної штанги, нами побудовано криві опору корозійній втомі (рис. 1.39).



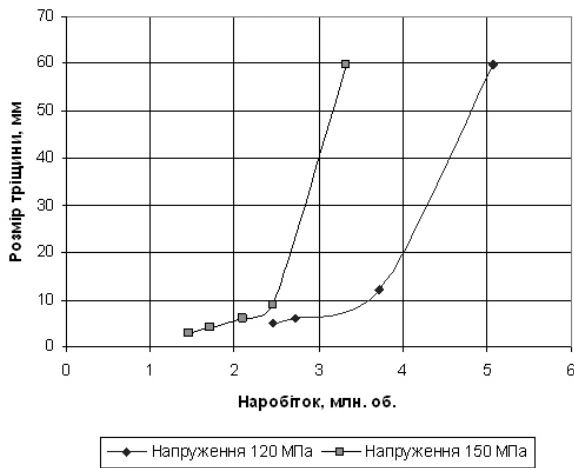
1 – нові штанги зі сталі 20H2M; 2 – дослідні штанги зі сталі 15H3MA без покриття; 3 – штанги зі сталі 20H2M після експлуатації в свердловинах; 4 – дослідні штанги зі сталі 15H3MA із покриттям склотканинними стрічками

Рисунок 1.39 - Криві опору корозійній втомі насосних штанг діаметром 19 мм

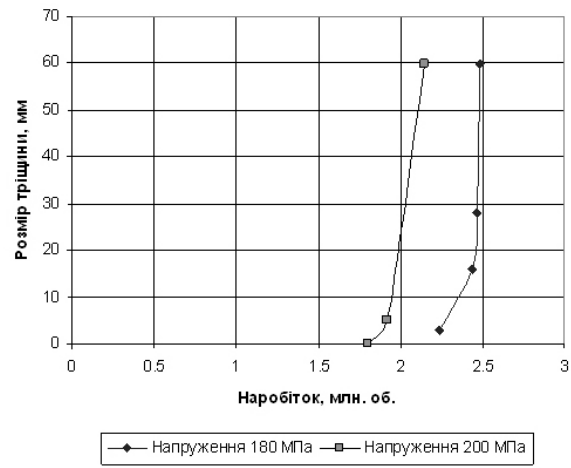
Бачимо, що крива опору корозійній втомі, побудована для зразків із покриттям (крива 4, рис. 1.39), знаходиться вище кривої для зразків без покриття (крива 2, рис. 1.39). Отже, покриття тіла насосної штанги склотканинними стрічками в корозійному середовищі (3%-ний розчин NaCl)

підвищує кількість циклів навантаження до повного зламу зразка (ресурс) на величину від 80% (при напруженні 240 МПа).

Отримано графічні залежності розміру тріщини від абсолютного наробітку (рис. 1.40 а,б) та відносного наробітку (рис. 1.41 а,б).



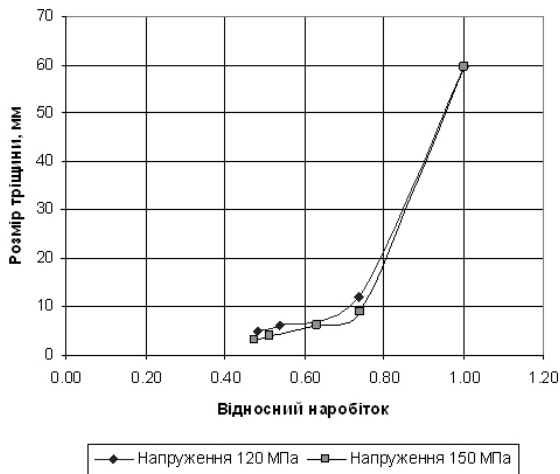
а)



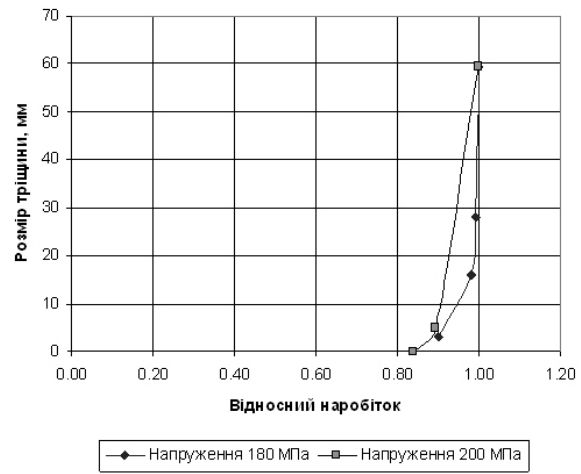
б)

а) – штанги без покриття; б) – штанги з покриттям

Рисунок 1.40 - Графік залежності розміру тріщини (мм) від наробітку



а)



б)

а) – штанги без покриття; б) – штанги з покриттям

Рисунок 1.41- Графік залежності розміру тріщини (мм) від відносного наробітку

Величина відносного наробітку обчислюється як відношення числа циклів, яке пройшов зразок до розвитку тріщини до визначеного розміру, до числа циклів, яке пройшов зразок до повного зламу:

$$N_B = \frac{N}{N_K}, \quad (1.111)$$

де N - число циклів; N_K - число циклів до зламу зразка (ресурс).

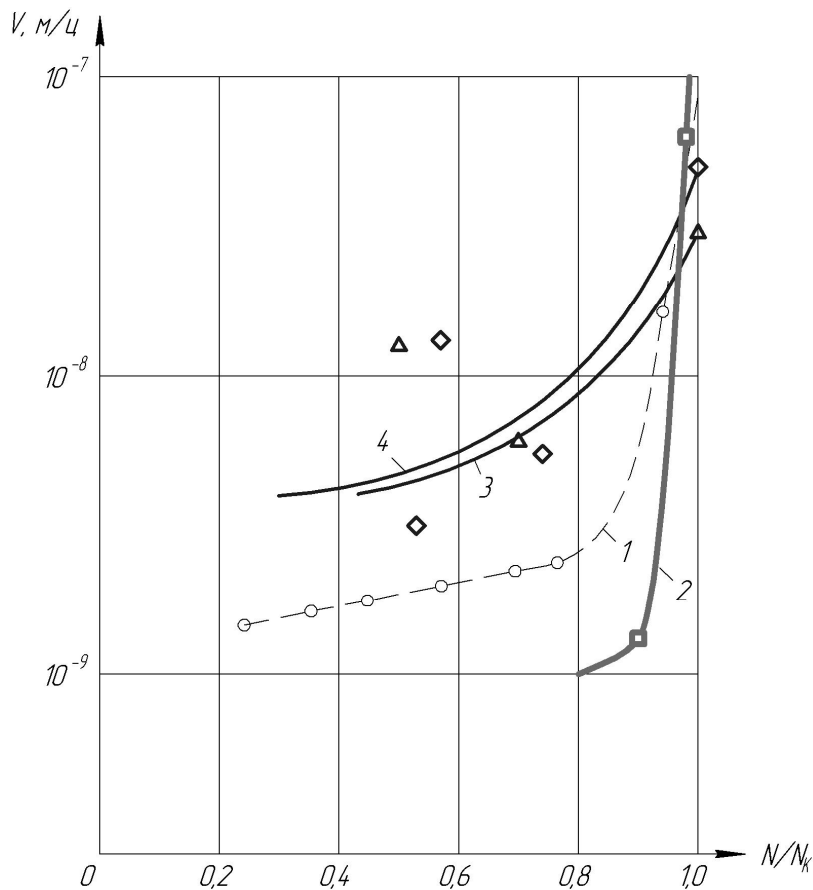
Аналіз графічних залежностей, наведених вище, дозволяє зробити висновок про те, що графіки залежності розміру тріщини від числа циклів для зразків із покриттям є стрімкіші за графіки для зразків без покриття і беруть початок при більших значеннях абсциси графіків – величин наробітку та відносного наробітку.

Отже, наявність склотканинного покриття на поверхні тіла насосної штанги гальмує ранній розвиток тріщини (який для зразків без покриття починається від 0,45-0,55 шкали відносного наробітку) завдяки ізолюванню металу зразка від дії корозійного середовища.

На основі даних про швидкість росту тріщини, побудовано графік залежності швидкості росту тріщини від залишкового ресурсу (рис. 1.42).

Бачимо, що крива швидкості росту тріщини для зразка із покриттям (крива 2, рис. 1.42), знаходиться правіше відносно кривих, побудованих для штанг без покриття (криві 3, 4, рис. 1.42). Отже, можна зробити висновок, що для зразків із покриттям тріщина починає розвиватися значно пізніше (0,8 ресурсу для зразків із покриттям і близько 0,5 ресурсу для зразків без покриття), її розвиток характеризується високою швидкістю, це означає, що більшу частину ресурсу (близько 0,8) склотканинне покриття надійно ізолює метал зразка штанги від дії середовища.

На рис. 1.43 наведено графік залежності напруження в матеріалі зразка штанги від наробітку до початку зародження тріщини.



1 – 3%-ний розчин NaCl, $\pm\sigma=100$ МПа [98];

2 – 3%-ний розчин NaCl, $\pm\sigma=180$ МПа, покриття склотканинними стрічками;

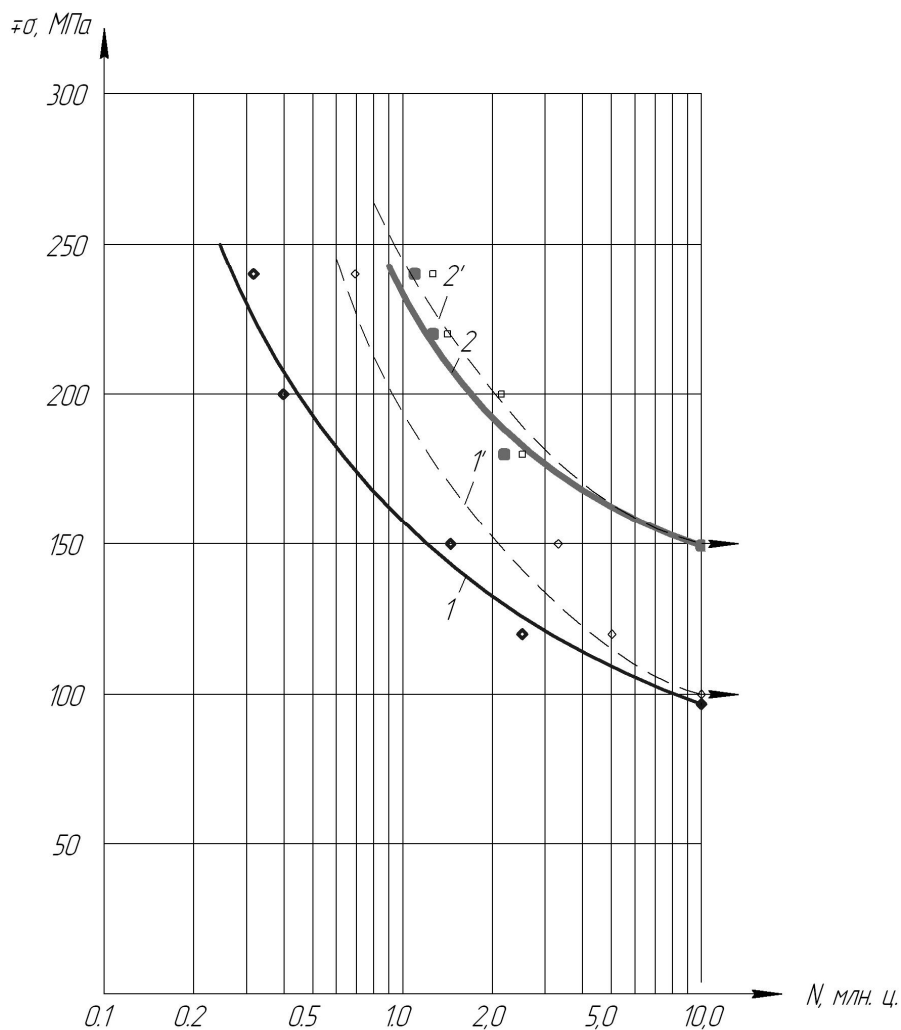
3 – 3%-ний розчин NaCl, $\pm\sigma=120$ МПа, штанга без покриття;

4 - 3%-ний розчин NaCl, $\pm\sigma=150$ МПа, штанга без покриття

Рисунок 1.42- Графік залежності швидкості росту тріщини від залишкового ресурсу

На основі отриманих графіків можна зробити висновок про те, що штанги з покриттям ламаються при більшому критичному розмірі тріщини, утворюючи меншу зону долому. Це може свідчити про високу швидкість поширення тріщини у зразках з покриттям.

Аналіз отриманих залежностей дає можливість стверджувати, що покриття тіла насосних штанг склотканинними стрічками підвищує опір корозійній втомі при експлуатації в корозійному середовищі (3%-ний розчин NaCl) на 80%.

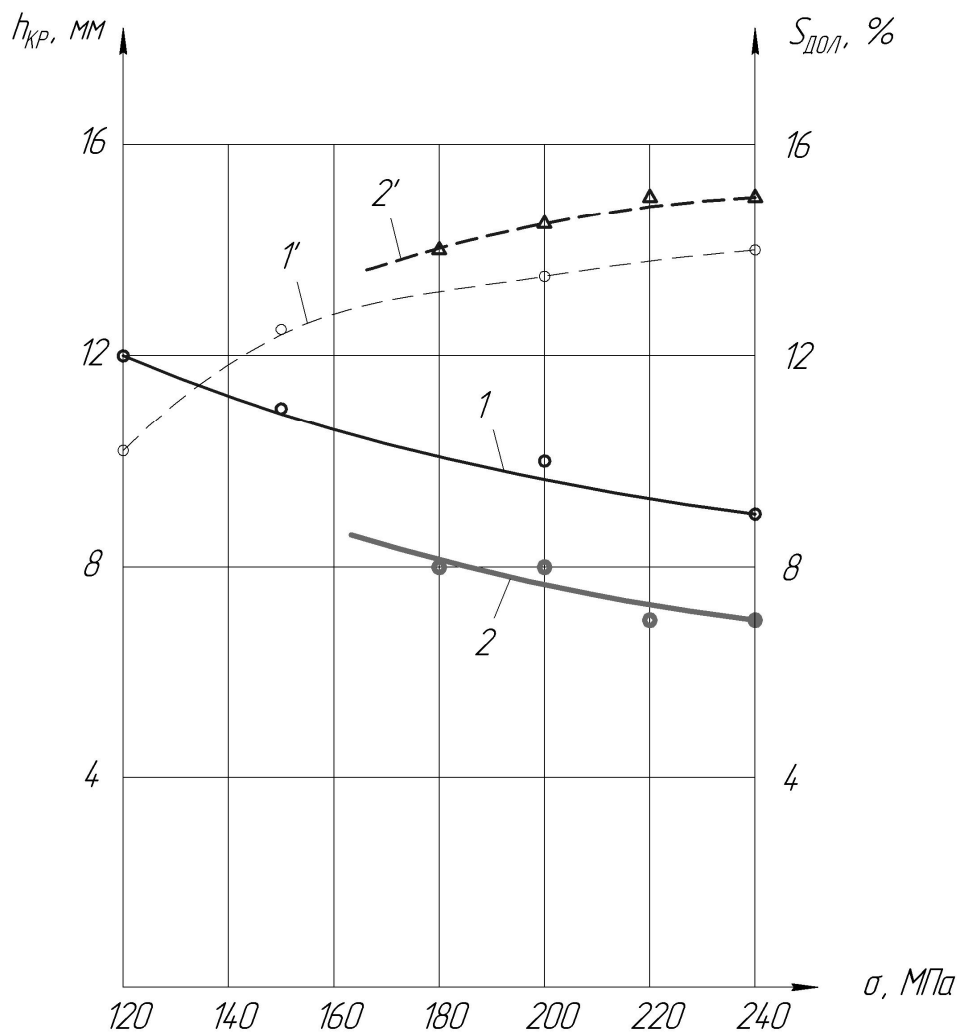


1 – насосні штанги без покриття, до зародження тріщини; 1' – насосні штанги без покриття, до поломки зразка; 2 – насосні штанги із покриттям, до зародження тріщини; 2' – насосні штанги із покриттям, до поломки зразка

Рисунок 1.43 - Графік залежності напруження в матеріалі зразка від наробітку до початку зародження тріщини та до поломки зразка

Наявність покриття на поверхні тіла насосної штанги гальмує розвиток тріщини завдяки ізолюванню металу від дії корозійного середовища. Розвиток тріщини для зразків із склотканинним покриттям починається в момент, який складає 0,8 її повного ресурсу, тоді як для зразків без покриття тріщина починає розвиватися вже при 0,5 ресурсу.

Експериментальні дослідження росту тріщин в тілі насосних штанг при експлуатації в корозійному середовищі наведені в таблицях 1.12 – 1.15.



1,2 – графіки залежності критичної глибини тріщини $h_{кр}$ від напруження для штанг із покриттям і без покриття відповідно;

1', 2' - графіки залежності площі долому $S_{дол}$ від напруження для штанг із покриттям і без покриття відповідно

Рисунок 1.44 - Залежність критичної глибини корозійно-втомної тріщини і площі долому від величини змінного напруження в місці руйнування зразка насосної штанги

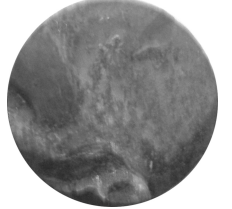
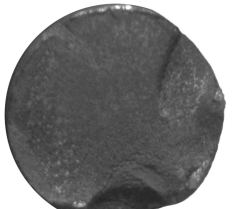
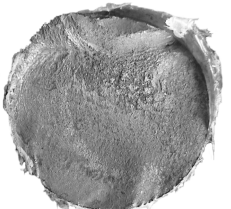
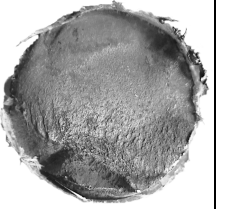

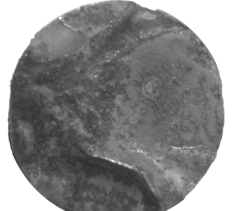
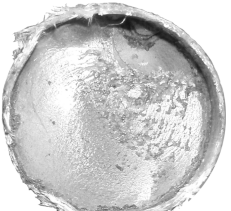
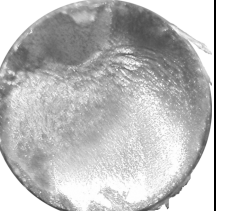
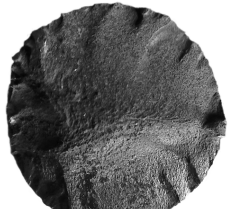
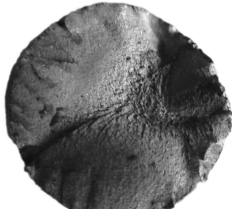
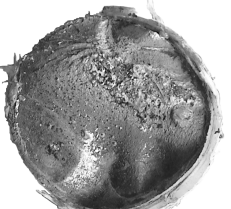
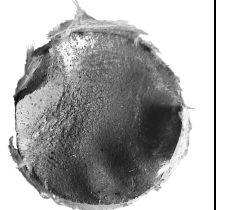
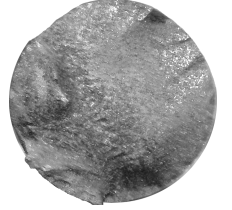
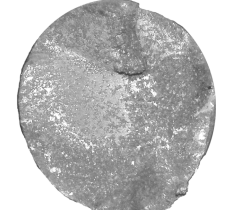

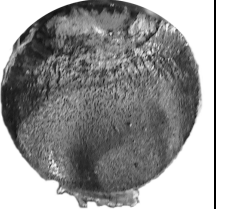
Таблиця 1.12 - Штанги без покриття

№ з/п	Напруження в штанзі, МПа	Розрахункова вага вантажу, Н	Маса вантажу, кг	Наробіток, тис. об.	Наробіток від початку, тис. об.	Відносний наробіток	Результат	Розмір тріщини, мм	Ріст тріщини, мм	Швидкість росту тріщини, мм/цикл
1	200	428,19	44	863,2	863,2	1	Штанга зламалася	59,66	-	-
2	150	316,02	32	1452,5	1452,5	0,44	Тріщина l=5 мм	5	5	$3,44 \cdot 10^{-6}$
				253	1705,5	0,51	Тріщина l=6 мм	6	1	$3,95 \cdot 10^{-6}$
				230	1935,5	0,58	Тріщина l=7-8 мм	7	1	$4,30 \cdot 10^{-6}$
				548	2483,5	0,75	Тріщина l=11 мм	11	4	$7,3 \cdot 10^{-6}$
				842,5	3326	1	Штанга зламалась	59,66	48,66	$5,58 \cdot 10^{-5}$
3	120	248,72	26	2295	2295	0,45	Тріщина l=7-8 мм	7	7	$3,05 \cdot 10^{-6}$
				296	2591	0,51	Тріщина l=8-9 мм	8	1	$3,37 \cdot 10^{-6}$
				999,7	3590,7	0,71	Тріщина l=13-15 мм	13	5	$5,0 \cdot 10^{-6}$
				1477,3	5068	1	Штанга зламалась	59,66	46,66	$3,4 \cdot 10^{-5}$
4	240	517,93	52	699	699	1	Штанга зламалась	59,66	-	-
5	100	203,8464583	21	10000	10000	1	-	-	-	-

Таблиця 1.13 - Штанги з покриттям

№ п/п	Напруження в штанзі, МПа	Розрахункова вага, Н	Маса вантажу, кг	Наробіток, тис. об.	Наробіток від початку, тис. об.	Відносний наробіток	Результат	Розмір тріщини, мм	Ріст тріщини, мм	Швидкість росту тріщини, мм/цикл
1	240	517,93	52	1249,5	1249,5	1	Штанга зламалася.	59,66	-	-
2	220	473,06	48	1399,1	1399,1	1	Штанга зламалася.	59,66	-	-
3	180	383,32	40	1987	1987	0,8	Тріщина l=2-3 мм,	2	2	$1,06 \cdot 10^{-6}$
				372	2359	0,95	Тріщина l=3-5 мм,	3	3	$2,69 \cdot 10^{-6}$
				77	2436	0,98	Тріщина l=8-10 мм,	8	5	$6,5 \cdot 10^{-5}$
				30	2466	0,99	Тріщина l=25-28 мм,	25	20	$6,7 \cdot 10^{-4}$
				17,4	2483,4	1	Штанга зламалась.	59,66	39,66	$2,28 \cdot 10^{-3}$
4	200	428,19	44	1500	1500	0,70	Тріщини немає.	-	-	-
				100	1600	0,74	Тріщини немає.	-	-	-
				207,5	1807,5	0,84	Тріщини немає.	-	-	-
				115	1922,5	0,89	Тріщина l=5 мм,	5	5	$4,35 \cdot 10^{-5}$
				342	2149,5	1	Штанга зламалась.	59,66	54,66	$1,60 \cdot 10^{-4}$
5	150	316,02	32	3519,5	3519,5	-	Тріщини немає.	-	-	-
				6481	10000	-	-	-	-	-

Таблиця 1.14 - Фото зламів експериментальних взірців

Штанги без зміцнення			Зміцнені штанги		
Напруження в матеріалі взірця, МПа	Фото зламу тіла штанги	Фото зламу головки штанги	Напруження в матеріалі взірця, МПа	Фото зламу тіла штанги	Фото зламу головки штанги
120			180		
150			200		
200			220		
240			240		

Таблиця 1.15 - Критична глибина корозійно-втомної тріщини $h_{кр}$

Штанги без зміцнення			Зміцнені штанги		
Напруження в матеріалі взірця, МПа	Критична глибина корозійно-втомної тріщини, мм	Площа зони доламу, %	Напруження в матеріалі взірця, МПа	Критична глибина корозійно-втомної тріщини, мм	Площа зони доламу, %
120	12	10%	180	8	14%
150	11	13%	200	8	14,5%
200	10	13,5%	220	7	15%
240	9	14%	240	7	15%

1.8 Нові методи підвищення герметичності з'єднання НКТ

1.8.1 Вдосконалення з'єднання НКТ

Проаналізувавши роботу НКТ в свердловинах з великим вмістом парафінів у продукції, по всій довжині колони можна виділити характерні ділянки, де відкладення парафіну відбувається в найбільшій мірі. Найнебезпечнішими ділянками для утворення осередків кристалізації парафіну є різкі зміни перерізу прохідного отвору колони труб, по якій проходить перекачувана рідина. Вказаний фактор може бути пояснений тим, що в місцях з більшим гідравлічним опором швидкість руху рідини менша в порівнянні із швидкістю в тілі труб, а при тривалішому контакті розчиненого в продукції свердловини парафіну із матеріалом стінки, значно швидше відбувається утворення осередків кристалізації парафіну.

Застосування переважної більшості конструкцій як сталевих, так і склопластикових НКТ передбачає їх з'єднання сталевими муфтами, нарізна частина яких не може бути покрита шаром матеріалу, який знижує інтенсивність відкладення парафіну в зв'язку із високими контактними зусиллями, що мають місце в різбових частинах з'єднання. Тоді як швидкість відкладання парафіну на внутрішній поверхні насосно-компресорних труб порівняно невисока, то на нарізній частині муфт вона значно більша.

Наслідком вказаних недоліків конструкцій з'єднання НКТ у місцях їх сполучення відбувається інтенсивне утворення осередків кристалізації та інтенсивний ріст парафінових відкладень.

Тому актуальною є проблема вдосконалення з'єднання НКТ з метою створення умов, що знижують інтенсивність відкладання парафінів шляхом зведення до мінімуму впливу факторів: різкої зміни поперечного перерізу внутрішнього каналу труб в місцях їх з'єднань та контакту продукції свердловини з нарізною поверхнею з'єднувальних муфт.

Проаналізувавши досвід світових виробників НКТ, як сталевих, так і виготовлених із полімерних композитних матеріалів на предмет зниження небезпеки парафіновідкладення на стінках каналу НКТ можна виділити основний суттєвий спосіб вирішення проблеми – видалення нерівномірності внутрішнього каналу труб завдяки застосуванню спеціальних втулок, які після закручування труб вирівнюють нерівномірність діаметра проходу на переході труба-муфта-труба.

Для уникнення руйнування втулки в процесі з'єднання труб, втулки можуть виготовлятися з пружного матеріалу. Однак досить важким є процес математичного моделювання і розрахунку необхідних геометричних параметрів втулки і механічних параметрів матеріалу, з якого вона виготовлена через те, що внаслідок високої технологічності виготовлення різьб насосно-компресорних труб, після їх з'єднання утворюються різні величини зазору між сусідніми трубами в різних з'єднаннях труб одного типорозміру. Із вказаної причини слідує, що застосування втулок вказаної вище конструкції ускладнюється їх деформацією після з'єднання труб, що створює зміни поперечного перерізу каналу труб в місці з'єднання.

Розробка надійної захисної втулки ускладнена великим допуском на величину натягу (віддаль між торцем муфти і кінцем збігу різьби ніпеля) в з'єднанні при згвинчуванні. Так, для з'єднання гладких НКТ номінальним діаметром 73 мм він складає $P=\pm 2,5$ мм. Номінальна віддаль між торцями з'єднаних труб, при цьому, дорівнює 31 мм, тоді її мінімальне значення буде $31-P=26$ мм, а максимальне $31+P=36$ мм. Таким чином, приймаючи довжину захисної втулки 36 мм, слід передбачити можливість її осьової деформації на 10 мм (або 5 мм, якщо відомо точну величину натягу з'єднання згвинченого на верстаті). Крім того, в результаті зношування різьби можливе збільшення цієї величини ще на 2.5 мм. Відомі конструкції втулок для герметизації муфтового з'єднання з пружним елементом в середній частині (рис. 1.45 а-в). Проте, на практиці вони можуть бути реалізовані тільки для

з'єднань труб з товщиною стінки більше 7 мм, потребують додаткової механічної обробки торців НКТ або їх надійність низька внаслідок великих пластичних деформацій.

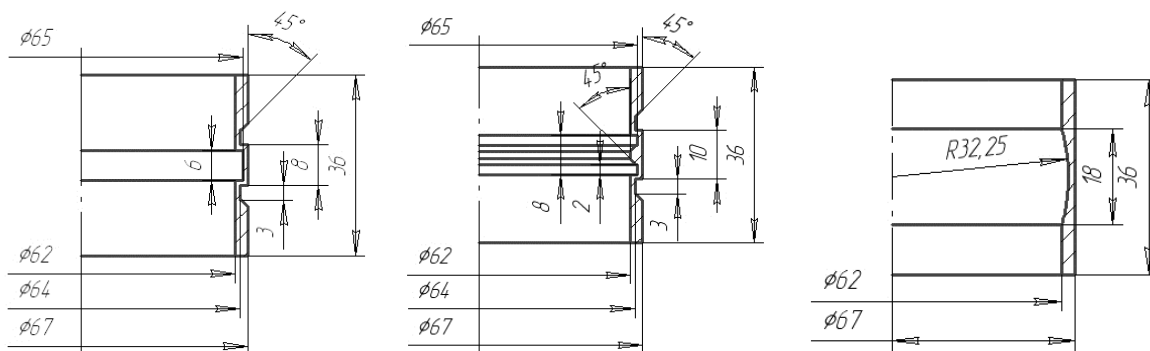


Рисунок 1.45 - Конструкції захисних втулок для НКТ номінальним діаметром 73 мм і товщиною стінки 5,5 мм

На основі аналізу конструкцій з'єднань НКТ, запропоновано таку конструкцію з'єднання. Натомість пружної втулки застосовується пружина, загальний вигляд якої наведено на рис. 1.46.

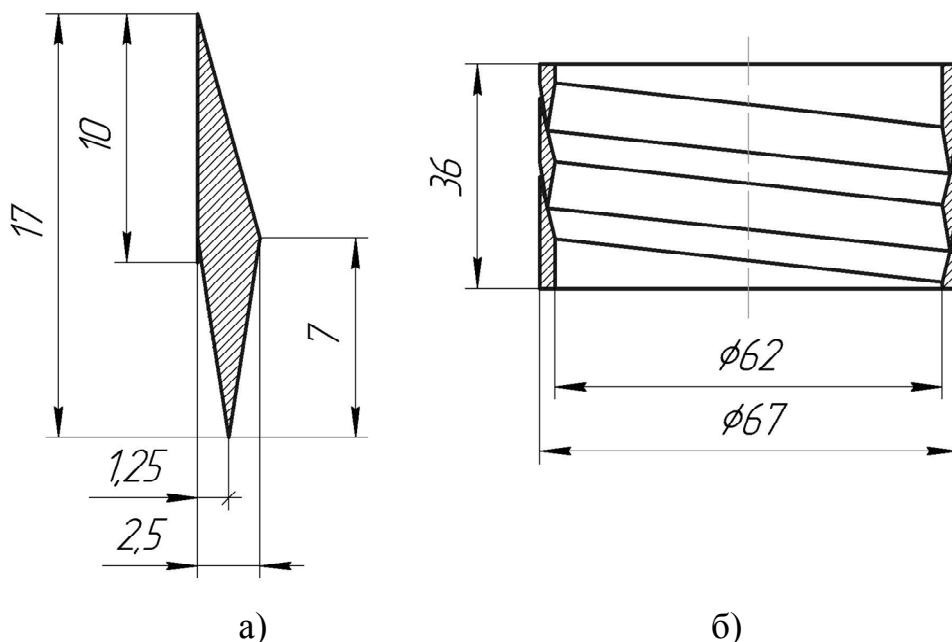


Рисунок 1.46 - Профіль витка (а) та пружинна втулка (б)

Використання пружини описаної вище конструкції має ряд переваг у порівнянні з застосуванням пружної втулки, а саме :

- незмінність діаметральних розмірів пружини при зміні висоти H ;
- спеціальна форма перерізу витка пружини дозволяє забезпечити герметичність та сталість внутрішнього діаметра по всій довжині пружини та у місцях з'єднання її з тілом труб;
- форма перерізу витка також створює ефект самоущільнення пружини від дії тиску рідини, яка знаходиться в трубах.

Застосування спроектованої деталі у місці з'єднання НКТ дозволить суттєво знизити ймовірність відкладення тут парафінів і підвищити герметичність самого з'єднання труб. Невисока вартість і невелика складність виготовлення дозволяють вирішити описані проблеми без істотних затрат часу і грошових витрат.

1.8.2 Моделювання модернізованого з'єднання насосно-компресорних труб методом скінченних елементів

Для визначення раціональних значень параметрів профілю витка пружинної втулки побудовано параметричну тримірну модель в середовищі Solid Works, яка дозволяє легко змінювати окремі геометричні параметри. Вихідні параметри (висота витка, ширина, кути нижнього на верхнього виступів) змінювали з заданим кроком таким чином, щоб отримати максимальне значення осьової деформації ($\Delta \leq 10$ мм) при напруженнях в матеріалі втулки менших допустимих. З допустимим порівнювали максимальні напруження за критерієм Мізеса ($\sigma_{\max}^M < \sigma_B$), визначені методом скінченних елементів. Додатково враховувався вплив контактного тиску між суміжними поверхнями.

На рис. 1.47 показано розподіл напружень у витках пружини при мінімальній (1 мм) і максимальній (10 мм) осьовій деформації. В матеріалі витків виникають напруження величиною до 80 МПа і не перевищують границю текучості матеріалу (вибраний матеріал – найлон 6/10, $E=8,3 \cdot 10^9$

H/m^2 , $\nu=0,28$, $\sigma_e=142$ МПа, $\sigma_m=140$ МПа). При деформації зміна внутрішнього радіуса пружинної втулки практично відсутня, що забезпечує незмінність діаметру каналу в муфтовому з'єднанні.

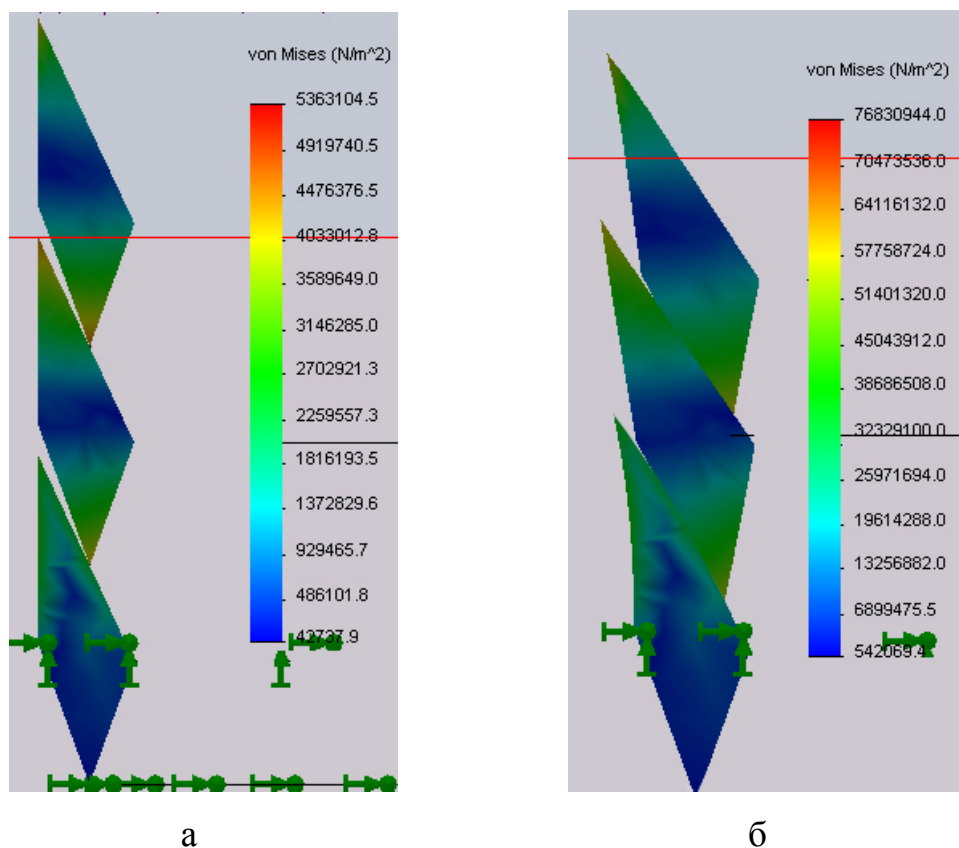


Рисунок 1.47 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (МПа) в витках пружинної втулки при осьовій деформації 1 мм (а) і 10 мм (б)

Комп'ютерний розрахунок напружень може мати похибку відносно реальних значень на 20-50%, так як з метою спрощення моделі застосовувалась сітка скінченних елементів з великим кроком і не враховувались пластичні деформації.

1.9 Розроблення обертача колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії

1.9.1 Кінематичний аналіз та синтез параметрів обертача колони насосних штанг черв'ячного типу

На даний час відомо декілька типів обертачів колони НШ, спільною ознакою яких є наявність упорного підшипника, встановленого між канатною підвіскою та затискачем полірованого штока, який дає змогу обертатись колоні НШ при здійсненні зворотно-поступального руху. В якості джерела енергії для створення крутного моменту використовується енергія коливань балансира верстата-качалки. При цьому зворотно-поступальний рух головки балансира перетворюється у обертовий рух робочого органу обертача завдяки використанню храпового колеса з собачкою, яка впродовж половини робочого циклу штовхає робоче колесо, а іншу половину – утримує його нерухомим.

Порівняно із храповими обертачами, черв'ячний обертач [25] є надійнішим завдяки наявності черв'ячної передачі, яка може сприймати значні навантаження. Завдяки безперевному обертанню зменшуються інерційні навантаження колони НШ від розгону та гальмування обертового руху, що ускладнює напружений стан матеріалу НШ; зменшується ймовірність відгвинчування НШ завдяки відсутності циклічного розгону і гальмування обертового руху колони НШ; забезпечується безперервне очищення поверхні НКТ від парафіну; зменшуються навантаження на деталі обертача.

Принцип дії обертача (рис. 1.48) полягає в передачі обертання колоні НШ від черв'ячного механізму, який приводиться в дію важелем, який здійснює обертання в процесі роботи верстата-качалки.

З'єднання приводу обертача з тілом балансира забезпечується шляхом приєднання до балансира шарніра на станині, до шарніра, в свою чергу, приєднується шатун, який приводить в рух важіль обертача.

В якості запобіжного пристрою, який блокує передачу крутного моменту на черв'ячний вал обертача у випадку заклинювання колони НШ при обертанні, застосовується пружинний запобіжник у місці шарнірного з'єднання приводу обертача до балансира [5].

1.9.2. Математична модель обертача колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії

Обертач колони НШ черв'ячного типу безперервної дії являє собою черв'ячний редуктор, закріплений на канатній підвісці, до черв'ячного колеса якого приєднано устьовий шток, а до черв'ячного вала приєднано важіль, який обертається в процесі роботи верстата-качалки. Важливим для роботи обертача є визначення закону руху важеля, який приводиться в рух балансиром верстата-качалки, з'єднаним з важелем за допомогою шатуна.

Математична модель обертача колони НШ черв'ячного типу безперервної дії розроблена на основі вдосконалення математичної моделі двоплечого верстата-качалки [88].

Схема виконавчого механізму двоплечого верстата-качалки представлена на рис. 1.48. Вона складається із семи ланок: нерухомої опори 0, кривошипа 1, шатуна 2, балансира 3, шатуна 4, важіля приводу обертача 5, які з'єднані між собою шарнірами, гнучкої ланки (канату) 6. Під час роботи верстата-качалки шатун 4 штовхає важіль 5, який приводить в обертовий рух черв'ячний вал самого обертача колони НШ.

При складанні розрахункової схеми механізму використано метод векторного контуру (рис. 1.49) [89].

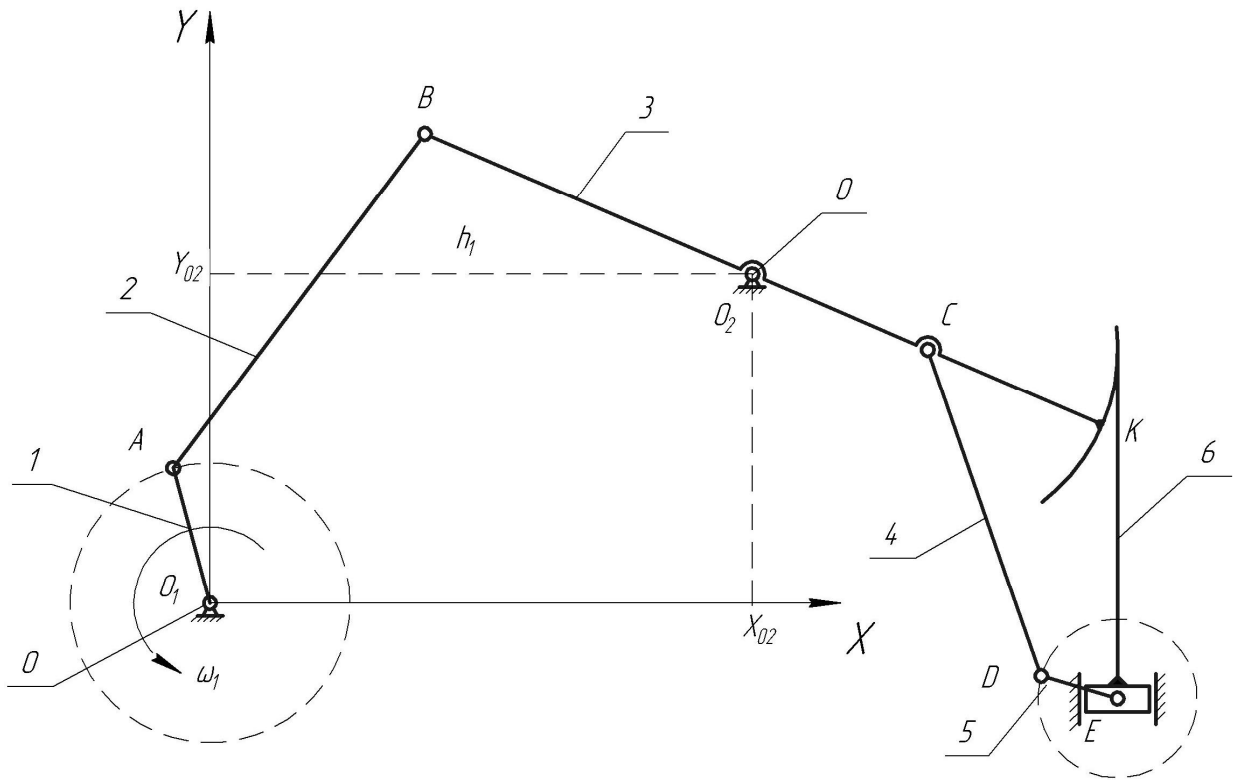


Рисунок 1.48 - Розрахункова схема механізму

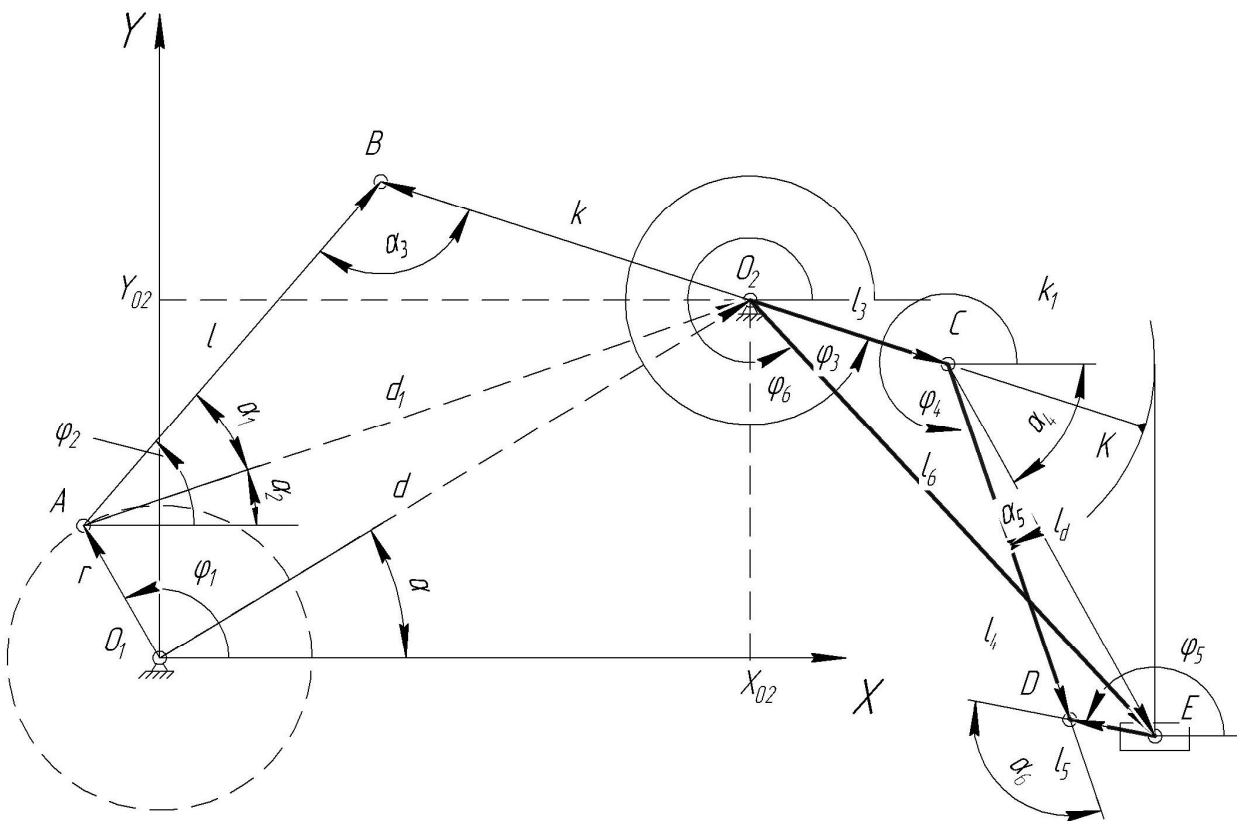


Рисунок 1.49 - Векторний контур механізму

Оскільки колона штанг може здійснювати як циклічне обертання навколо своєї осі, так і безперервний рух, то визначення розмірів механізму штангообертача розглянемо для цих двох випадків:

- важіль обертача здійснює повний оберт за цикл роботи верстата-качалки;
- важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-качалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут.

Розглянемо перший випадок, коли важіль обертача здійснює повний оберт за цикл роботи верстата-качалки, тобто виступає кривошипом.

Для цього повинна виконуватись умова Грасгофа [90], тобто:

$$l_5 + l_6 \leq l_3 + l_4. \quad (1.112)$$

Рівняння векторного контуру механізму [91] можна записати як:

$$\bar{l}_3 + \bar{l}_4 = \bar{l}_6 + \bar{l}_5. \quad (1.113)$$

Довжини кривошипа 5 та шатуна 4 визначимо, розглянувши крайні положення штангової підвіски.

У верхньому положенні штангової підвіски шатун 4 та кривошип 5 лягають на одну лінію, причому:

$$(l_d)_{MIN} = l_4 - l_5. \quad (1.114)$$

З іншого боку, в нижньому положенні штангової підвіски:

$$(l_d)_{MAX} = l_4 + l_5, \quad (1.115)$$

де $(l_d)_{MAX}$, $(l_d)_{MIN}$ - максимальна та мінімальна величина відстані між точками С і Е (рис. 1.49) у верхньому та нижньому положенні.

Відстань l_d для верхнього та нижнього положення штангової підвіски визначається як:

$$(l_d)_{MIN} = \sqrt{(l_K + l_3 \cdot \sin(\varphi_{3MAX}))^2 + (k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_{3MAX}))^2}; \quad (1.116)$$

$$(l_d)_{MAX} = \sqrt{(l_K + k_1 \cdot \alpha - l_3 \cdot \sin(\varphi_{3MIN}))^2 + (k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_{3MIN}))^2}, \quad (1.117)$$

де γ - кут розмаху балансира;

φ_{3MAX} , φ_{3MIN} - максимальне та мінімальне значення кута відхилення осі балансира від горизонталі;

l_K - довжина канату, обчислена як відстань від канатної підвіски до точки дотику з балансиrom при верхньому положенні полірованого штока.

Додавши рівняння (1.114) і (1.115), визначимо довжину кривошипа l_4 :

$$l_4 = \frac{(l_d)_{MAX} + (l_d)_{MIN}}{2}. \quad (1.118)$$

Довжина l_5 визначається з будь-якого з рівнянь (1.114) і (1.115).

На основі розрахункової схеми складено рівняння векторного контуру механізму приводу обертача. При цьому закон зміни кута положення балансира φ_3 є заданим і залежить від закону зміни кута φ_1 (узагальненої координати) [88].

Визначимо закон зміни кута повороту φ_5 , для чого спроектуємо рівняння (1.113) на осі OX і OY:

$$\begin{cases} l_3 \cdot \cos \varphi_3 + l_4 \cdot \cos \varphi_4 = l_6 \cdot \cos \varphi_6 + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \\ l_3 \cdot \sin \varphi_3 + l_4 \cdot \sin \varphi_4 = l_6 \cdot \sin \varphi_6 + l_5 \cdot \sin \varphi_5 \end{cases}, \quad (1.119)$$

де $\varphi_6 = f(\varphi_3)$.

Величину довжини l_6 (рис. 3.21) визначаємо як:

$$l_6 = \sqrt{[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2 + k_1^2}, \quad (1.120)$$

а величину кута φ_6 визначаємо:

$$\varphi_6 = 2\pi - \arctan\left(\frac{l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)}{k_1}\right) = 2\pi - \arctan\left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3\right). \quad (1.121)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (1.119)-(1.121), отримаємо закон зміни кута φ_5 .

Для визначення перших передаточних функцій [91] шатуна 4 та ланки 5, про диференціюємо систему рівнянь (1.119) по узагальненій координаті φ_1 , отримаємо:

$$\begin{cases} -l_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} - l_4 \cdot \sin \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \frac{dl_6}{d\varphi_1} \cdot \cos \varphi_6 - l_6 \cdot \sin \varphi_6 \cdot \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} - l_5 \cdot \sin \varphi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}; \\ l_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + l_4 \cdot \cos \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \frac{dl_6}{d\varphi_1} \cdot \sin \varphi_6 + l_6 \cdot \cos \varphi_6 \cdot \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}. \end{cases} \quad (1.122)$$

Продиференціювавши по куту φ_1 вираз (1.121), отримаємо [92]:

$$\frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} = \frac{1}{1 + \left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3 \right)^2} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}. \quad (1.123)$$

Аналогічно з формули (1.120)

$$\frac{dl_6}{d\varphi_1} = \frac{1}{2\sqrt{[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2 + k_1^2}} \cdot 2[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)] \cdot (-k_1) \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}. \quad (1.124)$$

Із системи рівнянь (1.122-1.124) знаходимо перші передаточні функції для ланок 4 і 5:

$$\Pi'_4 = \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1}; \quad (1.125)$$

$$\Pi'_5 = \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}. \quad (1.126)$$

Закон зміни передаточних функцій із системи рівнянь (1.122)-(1.124) визначено чисельним методом з використанням комп'ютерних програм MathSoft apps Mathcad і Waterloo Maple [93].

Знаючи передаточні функції, можна визначити кутові швидкості шатуна 4 і важеля 5 [91] для будь-якого значення кутової швидкості ω_1

$$\begin{cases} \omega_4 = \Pi'_4 \cdot \omega_1; \\ \omega_5 = \Pi'_5 \cdot \omega_1. \end{cases} \quad (1.127)$$

На основі розробленої методики розрахунку, проведено розрахунок геометричних параметрів механізму обертача колони насосних штанг. Задавшись числовими значеннями геометричних характеристик верстата-качалки UP12T-5500 (радіус кривошипа $r = 1,1$ м, довжина шатуна $L = 3,284$ м, довжина заднього плеча балансира $k = 2,8$ м, відстань від осі балансира до точки кріплення ланки 4 $l_3 = 2,5$ м, довжини ланок 4 і 5: $l_4 = 3,704$ м, $l_5 = 0,3$

м, довжина ходу устового штока $S = 3$ м, довжина канату $l_k = 2,2$ м), визначено графічний закон залежності кута φ_5 (рис. 1.50) від узагальненої координати φ_1 (при розрахунках прийнято, що кутова швидкість кривошипа 1 є постійною).

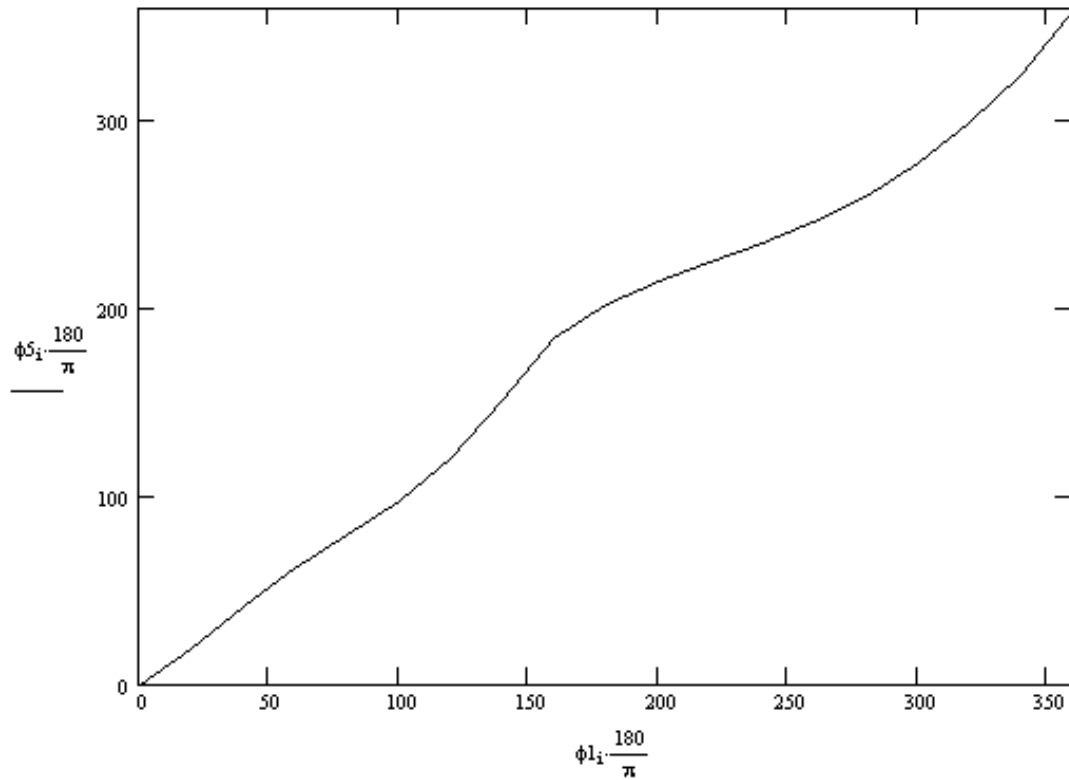


Рисунок 1.50 - Графік залежності кута φ_5 від узагальненої координати φ_1 протягом циклу роботи верстата-качалки при повному оберті важеля 5

Із рис. 1.50 видно, що закон зміни кута φ_5 є відмінний від лінійного, тобто обертання колони насосних штанг буде відбуватись нерівномірно. Це підтверджує закон зміни Π'_{φ_5} (рис. 1.51).

Аналіз отриманого графіка залежності функції Π'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 дозволяє зробити висновок, що при постійній швидкості обертання кривошипа впродовж циклу роботи верстата-качалки відбуваються коливання кутової швидкості черв'ячного вала, а отже і колони НШ, яку можна визначити як

$$\omega_{HШ} = \frac{\omega_5}{u_{ч.п.}}, \quad (1.128)$$

де $u_{ч.п.}$ - передаточне відношення черв'ячної передачі.

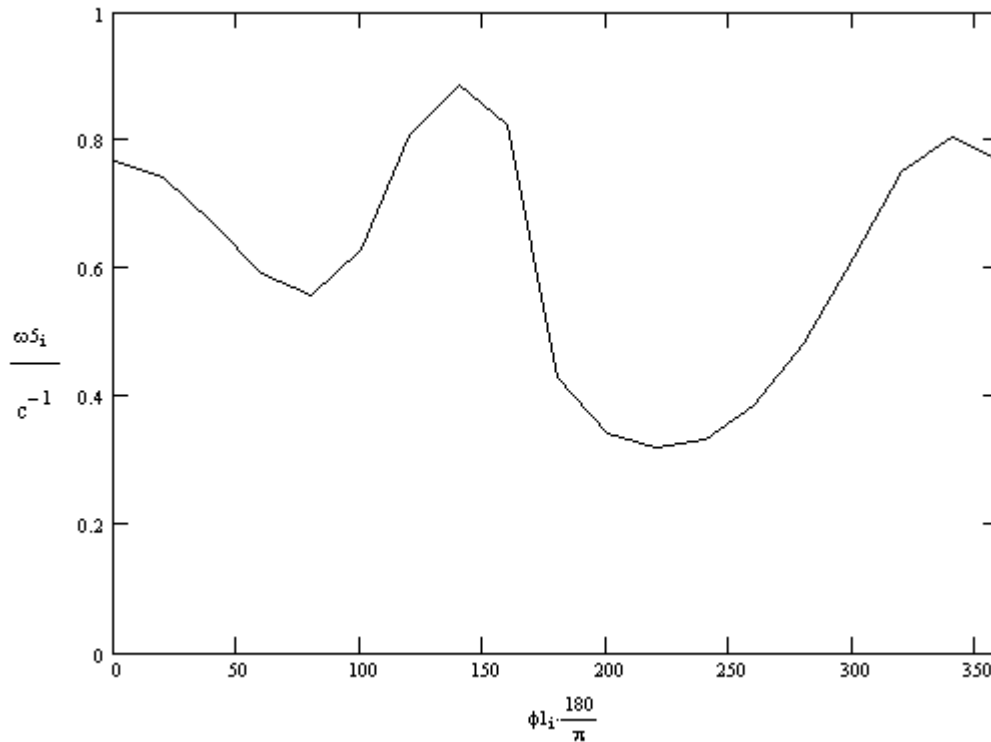


Рисунок 1.51- Графік залежності передаточної функції Π'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 протягом циклу роботи верстата-качалки при повному оберті важеля 5

Проте із рис. 1.51 видно, що кутова швидкість не змінює знак і не зменшується до нуля в процесі роботи верстата-качалки.

Розглянемо другий випадок, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-качалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут.

Для того, щоб не виконувалась умова прокручування чотирьохланковика, повинна не виконуватись умова Грасгофа [90], тобто:

$$l_5 + l_6 > l_3 + l_4. \quad (1.129)$$

Запишемо формулу визначення кута повороту φ_6 (рис. 1.49):

$$\varphi_6 = 2\pi - \operatorname{arctg}\left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3\right). \quad (1.130)$$

Довжина вектора l_6 визначається з формули:

$$l_6 = \sqrt{k_1^2 + [l_K + k_1 \cdot (\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2}. \quad (1.131)$$

Визначимо проєкції на осі OX та OY вектора \bar{l}_d (рис. 1.49):

$$l_{dX} = k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_3); \quad (1.132)$$

$$l_{dY} = l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3) + l_3 \cdot \sin(\varphi_3). \quad (1.133)$$

Тоді довжина вектора l_d :

$$l_d = \sqrt{l_{dX}^2 + l_{dY}^2}. \quad (1.134)$$

Визначимо величину кута α_5 за допомогою теореми косинусів (рис. 1.49) [77]:

$$\alpha_5 = \arccos\left[\frac{l_4^2 + l_d^2 - l_5^2}{2 \cdot l_4 \cdot l_d}\right], \quad (1.135)$$

де l_4 - довжина ланки 4;

l_5 - довжина важеля обертача.

Величина кута α_4 (рис. 1.49):

$$\alpha_4 = \arccos\left(\frac{l_{dX}}{l_d}\right). \quad (1.136)$$

Кут φ_4 визначаємо:

$$\varphi_4 = 360^\circ - \alpha_4 - \alpha_5. \quad (1.137)$$

Визначимо величину кута α_6 :

$$\alpha_6 = \arccos\left(\frac{l_5^2 + l_4^2 - l_d^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_4}\right). \quad (1.138)$$

Кут φ_5 :

$$\varphi_5 = \varphi_4 - \alpha_6. \quad (1.139)$$

Підставляючи в наведені вище розрахункові формули числові значення величин, взяті з геометричних характеристик верстатів-качалок [88] для

верстата-качалки UP12Т-5500, отримаємо закон зміни кута φ_5 (рис. 1.52) у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-качалки, тобто здійснює коливальний рух, відхиляючись на певний кут. При розрахунках для того, щоб не виконувалася умова Грасгофа, довжини ланок прийнято: $l_3 = 2,5$ м, довжини ланок 4 і 5: $l_4 = 3,5$ м, $l_5 = 0,3$ м.

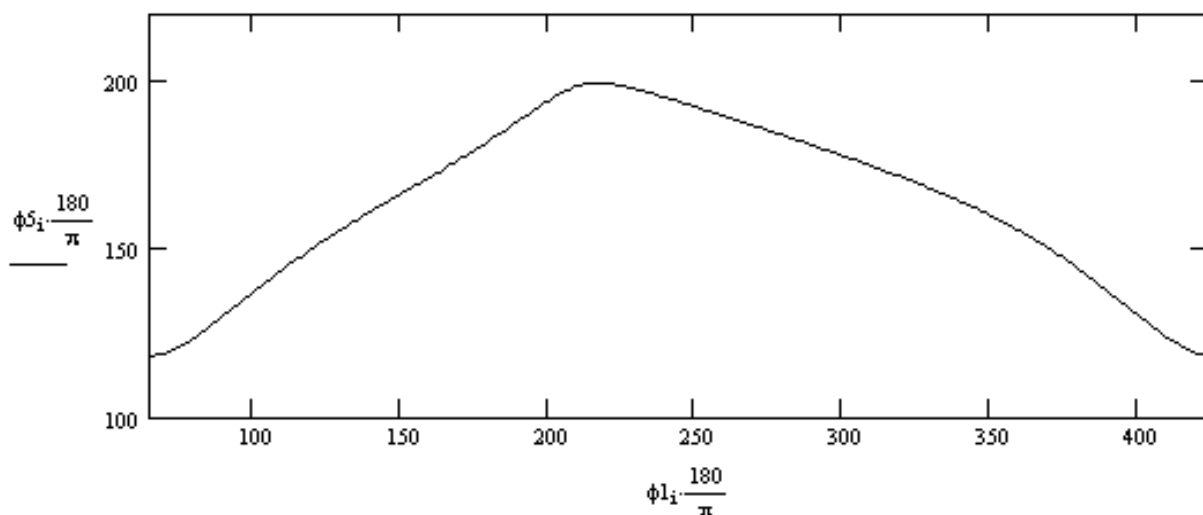


Рисунок 1.52 - Графік зміни кута φ_5 протягом одного циклу роботи верстата-качалки у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-качалки

Для знаходження перших передаточних функцій використаємо рівняння векторного контуру механізму (1.113). Розв'язуючи систему рівнянь (1.122)-(1.124) для заданих довжин l_3 , l_4 , l_5 , отримаємо перші передаточні функції для ланок 4 і 5. На рис. 1.53 показано закон залежності кутової швидкості ω_5 від узагальненої координати φ_1 .

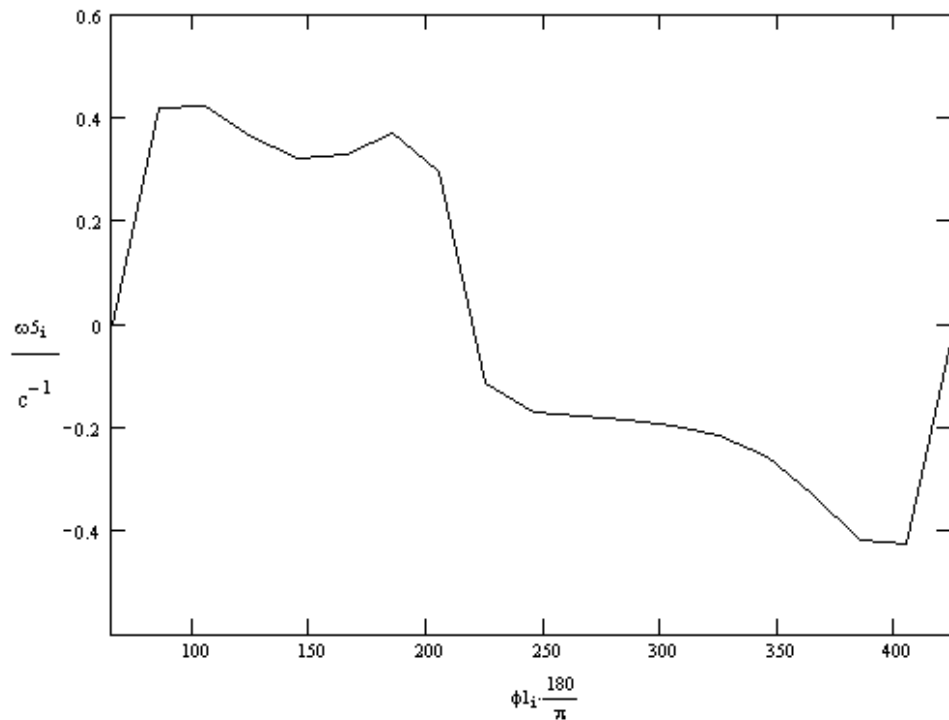


Рисунок 1.53 - Графік залежності передаточної функції P'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 протягом одного циклу роботи верстата-качалки у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-качалки

1.9.3 Синтез геометричних параметрів обертача

Визначення раціональних значень довжин ланок проведено із умови забезпечення мінімальних напружень в матеріалі шатуна 4 (рис. 1.48).

Для визначення раціональних значень l_3 , l_4 , l_5 , визначимо їх межі (рис. 1.49).

Довжина l_3 – це відстань від осі балансира до точки кріплення ланки 4. Очевидно, що ця відстань l_3 лежить в межах $(0; k_1)$, або для випадку верстата-качалки UP12T-5500 цей діапазон тотожний $(0; 3 \text{ м})$.

Зважаючи на призначення важеля 5, його геометричні розміри, що визначаються конструкцією обертача та шатуна 4, інерційні параметри важеля, приймемо межі зміни довжини важеля 5 $(0.3-0.75 \text{ м})$.

Для того, щоб виконувалась умова прокручування ланки 5 необхідно, щоб виконувалась система рівнянь (1.114,1.115). В систему входять дві величини l_4 і l_5 , залежні від розмірів $(l_d)_{MAX}$, $(l_d)_{MIN}$ (рис. 1.49), які в свою чергу залежать від довжини l_3 . Таким чином, при виконанні умови прокручування, всі три довжини l_3 , l_4 і l_5 зв'язані системою рівнянь.

Задамося масивом значень довжини ланки 3 і проведемо розрахунки величин l_4 і l_5 за формулами (1.114)-(1.117) при різних значеннях l_3 . Розрахунки проводились чисельним методом в програмі MathSoft apps MathCAD.

В результаті розрахунку для параметрів верстата-качалки UP12T-5500, отримані такі результати (таблиця 1.16, рис. 1.54).

Таблиця 1.16 - Залежність довжин ланок 4 і 5 від довжини l_3

l_3 , м	$(l_d)_{MAX}$, м	$(l_d)_{MIN}$, м	l_4 , м	l_5 , м
0	5,992	3,72	4,856	1,136
0,5	5,562	3,519	4,5405	1,0215
1	5,144	3,381	4,2625	0,8815
1,5	4,743	3,313	4,028	0,715
2	4,361	3,32	3,8405	0,5205
2,5	4,006	3,401	3,7035	0,3025
2,75	3,841	3,468	3,6545	0,1865
3	3,685	3,551	3,618	0

Таким чином встановлено, що для вибраної моделі верстата-качалки довжина l_4 лежить в межах (3,6-4,9 м).

Чим менше значення довжини l_4 , тим менші напруження виникатимуть в шатуні 4 при роботі верстата-качалки. Тому раціональним її значенням є найменше з можливих. З іншого боку, конструктивні особливості балансира

верстата-качалки кожної конкретної моделі визначають можливе місце розташування шарніра С (рис. 1.48), і довжина l_3 залежить від параметрів балансира. Для розглядуваного випадку, за раціональні значення довжин приймемо: $l_3 = 2,5$ м; $l_4 = 3,704$ м; $l_5 = 0,303$ м.

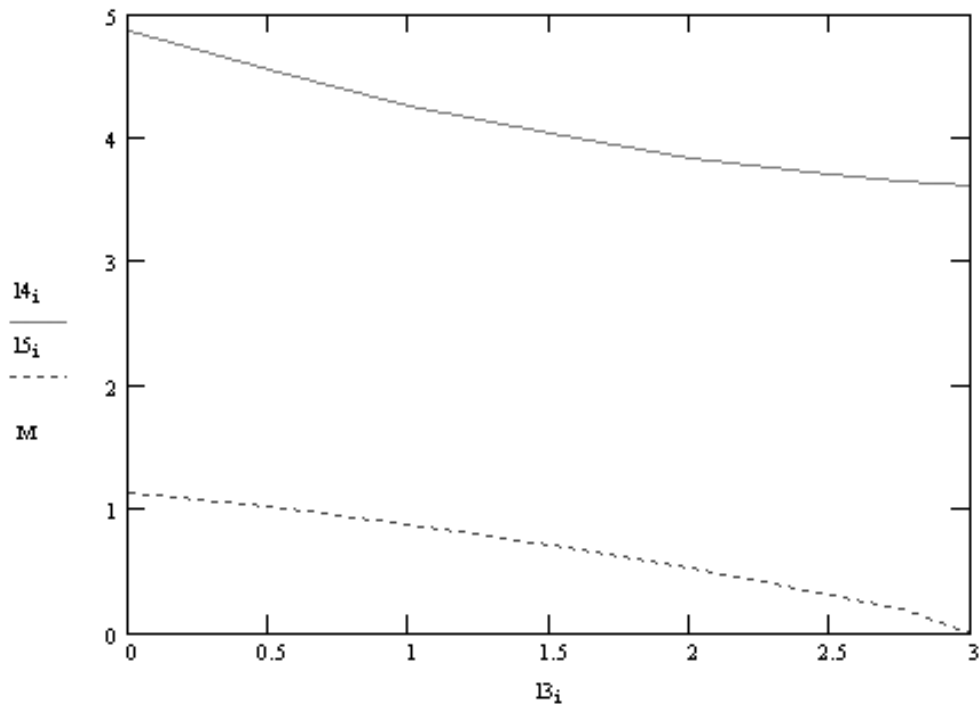


Рисунок 1.54 - Залежність довжин ланок 4 і 5 від відстані l_3

Визначення раціональних значень довжин ланок обертача у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-качалки, проводиться, виходячи із потрібного значення кута повороту важеля за один цикл роботи верстата-качалки та із умови забезпечення мінімального значення довжини l_4 .

Таким чином, визначено раціональні значення довжин ланок приводу обертача колони НШ черв'ячного типу із умови забезпечення найменшого розміру шатуна 4. Розрахунок проведений для вибраної для розрахунків моделі верстата-качалки, але застосування описаної методики дозволяє провести обчислення для різних моделей балансирних верстатів-качалок.

1.9.4 Вплив довжини ходу полірованого штока на розміри ланок

Визначено розміри ланок механізму при різних довжинах ходу устьового штока (за умови повного прокручування важеля обертача). Для цього створено масив даних довжини ходу штока, обчислено відповідний масив значень довжин $(l_d)_{MAX}$ і $(l_d)_{MIN}$ при фіксованому значенні $l_4 = 3,704$ м. Розв'язуючи систему рівнянь (1.114)-(1.117), отримано відповідні значення довжин l_3 і l_5 (таблиця 1.17, рис.1.55).

Таблиця 1.17 - Залежність необхідних для умови прокручування важеля 5 довжин l_3 і l_5 від довжини ходу устьового штока S

S , м	r , м	$(l_{CE})_{MAX}$, м	$(l_{CE})_{MIN}$, м	l_3 , м	l_5 , м
3	1,1	4,006	3,401	2,5	0,30
2	0,82	4,269	3,142	1,03	0,57
1.5	0,64	4,167	3,25	0,7	0,46
1	0,45	4,028	3,381	0,45	0,32

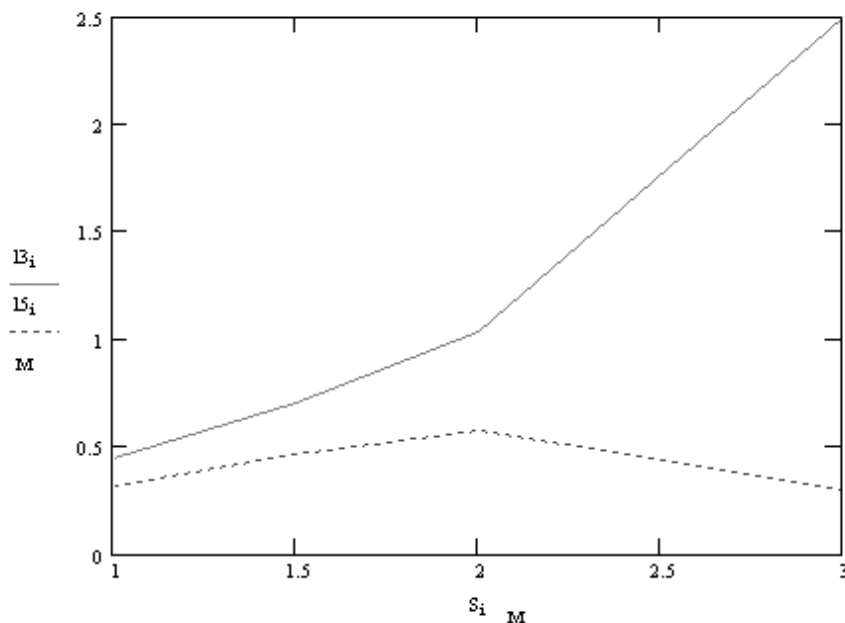


Рисунок 1.55 - Залежність довжин l_3 і l_5 від довжини ходу устьового штока S

Отже, кожній довжині ходу устьового штока відповідає пара розмірів ланок, при яких виконуватиметься безперервності обертання важеля обертача. Зміна розмірів забезпечується у спосіб, аналогічний способу регулювання довжини кривошипа верстата-качалки. Розрахунок проведений для вибраної моделі верстата-качалки, але застосування описаної методики дозволяє провести обчислення для різних моделей балансирних верстатів-качалок.

1.10 Стійкість колони насосних штанг під дією силових факторів із врахуванням впливу крутного моменту, створюваного обертачем

Розділ присвячено розв'язку загальної задачі стійкості та визначенню форм умовної рівноваги колони НШ, а також розробці теоретичних основ розрахунку рівноважної форми колони у свердловинах довільного профілю.

В розділі виводиться основне рівняння пружної лінії колони НШ під дією осьового навантаження, крутного моменту, розподілених по довжині зусиль від ваги штанг, рідини в колоні НКТ, інерційне навантаження від обертання колони обертачем.

Розроблена теорія дозволяє встановити умови виникнення спіральної деформації, розтягуючу і перерізуючу сили, крутний і згинаючий моменти, напруження згину в поперечних перерізах колони НШ.

Одержані в розділі результати можуть бути використані в подальшому для визначення параметрів спіралевидної форми колони НШ після втрати стійкості, обчислення раціональної кількості протекторів НШ, раціоналізації компоновки колони штанг.

1.10.1 Загальна задача стійкості колони насосних штанг. Основні припущення і диференціальні рівняння

Прикладемо до виділеної ділянки колони НШ довжиною ds зосереджені сили \bar{P} , моменти \bar{M} , розподілені по довжині сили $\bar{f}(s)$ і моменти $\bar{m}(s)$ [71]. Під дією цих навантажень в поперечних перерізах штанг виникають внутрішні сили \bar{Q} і моменти \bar{L} (рис. 1.56), а осьова лінія колони перейде з деякого початкового положення в кінцеве. Точка M' при цьому переміститься в положення M , а система координат $M' x' y' z'$ - в положення $M x y z$. Орти розрахункової системи координат $M x y z$ направимо відповідно по нормалі, бінормалі та дотичній до пружної лінії. Розглядуваний рух виділеної ділянки розкладемо на поступальний разом з фіксованою точкою M' і обертальний навколо осі, що проходить через цю точку. Проекції зміщення \bar{r} на осі системи $M' x' y' z'$ позначимо через u, v, w , а кути, утворені новими осями з однойменними старими, через φ, ψ, χ .

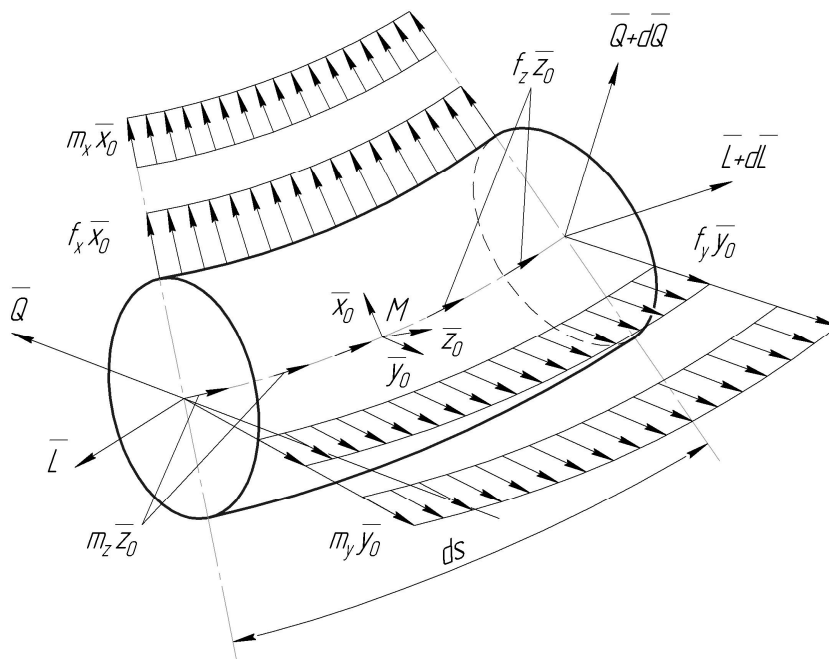


Рисунок 1.56 - Схема навантаження елемента колони насосних штанг

Нові значення проєкцій вектора повної кривини $\bar{\Omega}$ на осі розрахункової системи подамо у вигляді [72]

$$p_1 = p_0 + \delta p, \quad q_1 = q_0 + \delta q, \quad r = r_0 + \delta r, \quad (1.140)$$

де p_0, q_0 і p_1, q_1 - головні компоненти кривини відповідно недеформованого та деформованого стержнів, r_0 і r_1 - кручення недеформованого і деформованого стержнів.

Розглядаючи рівновагу елемента ds і прирівнюючи до нуля суму всіх діючих сил і моментів, одержимо:

$$\begin{cases} \frac{d\bar{Q}}{ds} + \bar{f}(s) = 0 \\ \frac{d\bar{L}}{ds} + \bar{z}_0 \times \bar{Q} + \bar{m}(s) = 0 \end{cases}, \quad (1.141)$$

де $\bar{z}_0 \times \bar{Q}$ - векторний добуток орта \bar{z}_0 на внутрішню силу \bar{Q} .

В рівнянні (1.141) вектор $\bar{m}(s)$ розподіленого моменту можна подати сумою

$$\bar{m}(s) = \bar{m}_1(s) + \bar{l} \times \bar{f}(s), \quad (1.142)$$

де $\bar{m}_1(s)$ - власне розподілений момент (наприклад, у випадку використання протекторів для створення додаткового крутного моменту);

$\bar{l} \times \bar{f}(s)$ - момент розподіленої сили \bar{f} (наприклад, сили тертя при просторовій формі рівноваги пружної лінії колони), \bar{l} - вектор, що з'єднує центр ваги перерізу штанги з точкою прикладення розподіленої по довжині сили \bar{f} ($l = \frac{d_{III}}{2}$, де d_{III} - діаметр штанги).

При дослідженнях користуватимемось загальноприйнятими в технічній літературі припущеннями, а саме [72]:

- а) матеріал штанг є ізотропним і працює в межах закону Р.Гука;
- б) розміри поперечних перерізів малі в порівнянні з довжиною і радіусом кривини пружної лінії ділянки штанг;
- в) зміни лінійних розмірів штанг при згині не враховуються;

г) прогини пружної лінії є малими;

д) внутрішній згинаючий момент в колоні штанг визначається залежністю, що ґрунтується на гіпотезі ”плоских перерізів”;

е) поперечні переміщення штанг та інших елементів компоновки колони обмежені стінками НКТ.

Скористаємось співвідношеннями між абсолютними та відносними (локальними) похідними векторів \bar{Q} і \bar{L} по дуговій координаті s :

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{Q}}{ds} &= \frac{d'\bar{Q}}{ds} + \bar{\Omega} \times \bar{Q} = \bar{x}_0 \cdot \frac{dQ_x}{ds} + \bar{y}_0 \cdot \frac{dQ_y}{ds} + \bar{z}_0 \cdot \frac{dQ_z}{ds} + Q_x (\bar{\Omega} \times \bar{x}_0) + Q_y (\bar{\Omega} \times \bar{y}_0) + Q_z (\bar{\Omega} \times \bar{z}_0), \\ \frac{d\bar{L}}{ds} &= \frac{d'\bar{L}}{ds} + \bar{\Omega} \times \bar{L} = \bar{x}_0 \cdot \frac{dL_x}{ds} + \bar{y}_0 \cdot \frac{dL_y}{ds} + \bar{z}_0 \cdot \frac{dL_z}{ds} + L_x (\bar{\Omega} \times \bar{x}_0) + L_y (\bar{\Omega} \times \bar{y}_0) + L_z (\bar{\Omega} \times \bar{z}_0), \end{aligned} \quad (1.143)$$

де $\frac{d'\bar{Q}}{ds}$, $\frac{d'\bar{L}}{ds}$ - відносні похідні внутрішніх сил і моментів;

Q_x , Q_y - перерізуючі сили;

Q_z - осьова сила;

L_x , L_y - згинаючі моменти;

L_z - крутний момент.

Спроекуємо (1.141) на осі розрахункової системи координат. В результаті цього отримаємо шість рівнянь Г. Кірхгофа:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dQ_x}{ds} + q_1 \cdot Q_z - r \cdot Q_y + f_x &= 0; \\ \frac{dQ_y}{ds} + r \cdot Q_x - p_1 \cdot Q_z + f_y &= 0; \\ \frac{dQ_z}{ds} + p_1 \cdot Q_z - q_1 \cdot Q_x + f_z &= 0; \\ \frac{dL_x}{ds} + q_1 \cdot L_z - r \cdot L_y - Q_y + m_x &= 0; \\ \frac{dL_y}{ds} + r \cdot L_x - p_1 \cdot L_z + Q_x + m_y &= 0; \\ \frac{dL_z}{ds} + p_1 \cdot L_y - q_1 \cdot L_x + m_z &= 0. \end{aligned} \right. \quad (1.144)$$

Систему рівнянь (1.144) замкнемо при допомозі співвідношень Р.Клебша [72]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta p = \frac{d\varphi}{ds} + q_0 \cdot \chi - r_0 \cdot \psi, \quad \psi = \frac{du}{ds} + q_0 \cdot w - r_0 \cdot v, \\ \delta q = \frac{d\psi}{ds} + r_0 \cdot \varphi - q_0 \cdot \chi, \quad -\varphi = \frac{dv}{ds} + r_0 \cdot u - p_0 \cdot w, \\ \delta r = \frac{d\chi}{ds} + p_0 \cdot \psi - q_0 \cdot \varphi, \quad \theta = \frac{dw}{ds} + p_0 \cdot v - q_0 \cdot u, \end{array} \right. \quad (1.145)$$

що зв'язують між собою величини $u, v, w, \varphi, \psi, \chi, \delta p, \delta q, \delta r$; відомих залежностей з теорії пружності:

$$L_x = E \cdot I_x \cdot \delta p, \quad L_y = E \cdot I_y \cdot \delta q, \quad L_z = G \cdot j \cdot \delta r, \quad (1.146)$$

де $E \cdot I_x, E \cdot I_y$ - головні жорсткості поперечних перерізів штанг при згині, а $G \cdot j$ - жорсткість при крученні.

Розглядаючи колону НШ як круглий стержень, осьова лінія якого в недеформованому стані прямолінійна, спростимо систему рівнянь (1.144)-(1.146). Оскільки в даному випадку всі центральні осі перерізу є головними $E \cdot I_x = E \cdot I_y = E \cdot I$, то виберемо осі системи координат $M'x'y'z'$ і $Mxyz$ так, щоб кручення було відсутнім, тобто $r = r_0 = 0$. Зважаючи на те, що $p_0 = 0, q_0 = 0, \delta p = p_1, \delta q = q_1$, і нехтуючи добутками малих величин, запишемо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dQ_x}{ds} + q_1 Q_z + f_x = 0; \quad \frac{dL_x}{ds} + q_1 L_z - Q_y + m_x = 0; \\ \frac{dQ_y}{ds} - p_1 Q_z + f_y = 0; \quad \frac{dL_y}{ds} - p_1 L_z + Q_x + m_y = 0; \\ \frac{dQ_z}{ds} + f_z = 0; \quad \frac{dL_z}{ds} + m_z = 0. \end{array} \right. \quad (1.147)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = \frac{d\varphi}{ds}; \quad q_1 = \frac{d\psi}{ds}; \quad r = \frac{d\chi}{ds}; \\ \psi = \frac{du}{ds}; \quad -\varphi = \frac{dv}{ds}; \quad \theta = \frac{dw}{ds}. \end{array} \right. \quad (1.148)$$

$$L_x = E \cdot I \cdot p_1; \quad L_y = E \cdot I \cdot q_1. \quad (1.149)$$

Зупинимось на випадку, коли насосна штанга не взаємодіє зі стінкою НКТ, тобто проекції розподіленого моменту (моменту сил тертя) рівні нулю: $m_x = 0$, $m_y = 0$, $m_z = 0$. Проекції розподіленої сили $\bar{f}(s)$ на осі розрахункової системи координат подамо наступним чином:

$$f_x = q^0 \frac{du}{ds} + \frac{q^0 \omega_0^2}{g} u; \quad f_y = q^0 \frac{dv}{ds} + \frac{q^0 \omega_0^2}{g} v; \quad f_z = -q^0. \quad (1.150)$$

де q^0 - вага одиниці штанги в повітрі;

ω_0 - кутова швидкість обертача;

g - прискорення земного тяжіння.

Оскільки розглядається мале відхилення від прямолінійного положення, при якому довжина дуги мало відрізняється від хорди, то диференціювання по s замінимо диференціюванням по z .

Інтегруючи третє і шосте рівняння системи (1.47), отримаємо $Q_z = q^0 \cdot z + C_1$, $L_z = C_2$. Сталі C_1 і C_2 визначимо з умов, що при $z = 0$ відомі осьова сила і постійний по довжині крутний момент $Q_z = -P_H$, $L_z = -M_H$.

Тоді

$$Q_z = q^0 z - P_H, \quad L_z = -M_H. \quad (1.151)$$

Виключаючи з четвертого та п'ятого рівнянь системи (1.147) перерізуючі сили Q_x та Q_y і враховуючи (1.148)-(1.151), одержимо основну систему рівнянь

$$\begin{cases} E \cdot I \frac{d^4 u}{dz^4} - M_0 \frac{d^3 v}{dz^3} + (P_H - q^0 z) \frac{d^2 u}{dz^2} - q^0 \frac{du}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{g} u = 0; \\ E \cdot I \frac{d^4 v}{dz^4} + M_0 \frac{d^3 u}{dz^3} + (P_H - q^0 z) \frac{d^2 v}{dz^2} - q^0 \frac{dv}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{g} v = 0, \end{cases} \quad (1.152)$$

за допомогою якої і будемо досліджувати стійкість плоских форм умовної рівноваги вільної ділянки колони НШ у вертикальній свердловині. Говорячи "вільної", маємо на увазі, що штанги не взаємодіють зі стінками НКТ, а це має місце при прямолінійній або хвилеподібній формах рівноваги.

Переносний рух колони НШ розкладатимемо на поступальний рух полірованого штока і обертальний навколо осі НКТ.

1.10.2. Врахування впливу рідини

Вплив рідини на пружну лінію колони НШ визначається дією зовнішнього тиску та інерційною складовою, зумовленою рухом рідини в трубі НКТ. Користуючись принципом д'Аламбера, рівняння умовної рівноваги виділеної ділянки штанги та зв'язаного з нею потоку рідини подамо у вигляді

$$\frac{d\bar{Q}}{ds} + \bar{f} - \bar{f}^B = 0; \quad (1.153)$$

$$\frac{d(S \cdot P \cdot \bar{z}_0)}{ds} + \bar{f}^B - q_p \cdot \bar{z}_0 = \frac{d\bar{l}}{dt}, \quad (1.154)$$

де \bar{f}^B - розподілена по довжині сила взаємодії відповідно ділянки штанги і рідини, що рухається вздовж пружної лінії колони НШ в НКТ;

q_p , S , P - вага рідини, що приходиться на одиницю довжини пружної лінії, площа поперечного кільцевого перерізу в НКТ і тиск рідини в ньому;

\bar{z}_0 - орт дотичної, напрямлений від вибою до устя свердловини;

\bar{l} - кількість руху потоку рідини на одиницю довжини труби.

Врахуємо, що

$$\frac{d\bar{l}}{dt} = m_p (v^r)^2 (\bar{\Omega} \times \bar{z}_0), \quad (1.155)$$

де $m_p = \frac{q_p}{g}$.

Визначивши з рівняння (1.154) силу взаємодії \bar{f}^B і підкладаючи її в (1.153), одержимо замість (1.141) таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{d}{ds}(\bar{Q} + S \cdot P \cdot \bar{z}_0) - q_p \cdot \bar{z}_0 - \lambda^p (\bar{\Omega} \times \bar{z}_0) + \bar{f}(s) = 0, \\ \frac{d\bar{L}}{ds} + \bar{z}_0 \times \bar{Q} + \bar{m}(s) = 0. \end{cases} \quad (1.156)$$

в якій $\lambda_p = m_p (v^r)^2$.

Проектуючи рівняння (1.156) на розрахункові осі, після врахування втрат тиску в насосно-компресорній трубі $\Delta = \frac{\Delta P_p}{l}$ на одиницю довжини, де ΔP_p - перепад тиску по довжині l кільцевого простору в колоні НКТ, та введення позначення

$$q^* = q^0 - q_p - \Delta \cdot S_p \quad (1.157)$$

основну систему рівнянь перепишемо у вигляді

$$\begin{cases} E \cdot I \frac{d^4 u}{dz^4} - M_0 \frac{d^3 v}{dz^3} + (P_H - q^* \cdot z + \lambda^p) \frac{d^2 u}{dz^2} - q^* \frac{du}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{g} u = 0; \\ E \cdot I \frac{d^4 v}{dz^4} + M_0 \frac{d^3 u}{dz^3} + (P_H - q^* \cdot z + \lambda^p) \frac{d^2 v}{dz^2} - q^* \frac{dv}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{g} v = 0. \end{cases} \quad (1.158)$$

1.10.3. Складання граничних умов

Розв'язок диференціальних рівнянь умовної рівноваги (1.152) або (1.158) вимагає знаходження сталих інтегрування, що визначаються з граничних умов на нижньому та верхньому кінцях колони НШ (рис. 1.57).

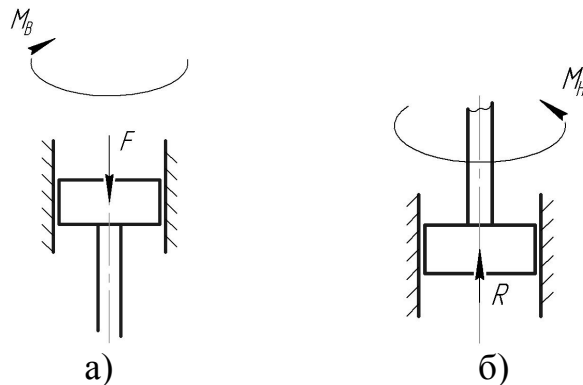


Рисунок 1.57 - Схема закріплення верхнього (а) та нижнього (б) кінців колони насосних штанг

Користуючись варіаційною постановкою задачі, запишемо натуральні граничні умови. Для цього подамо потенціальну енергію механічної системи після її деформації у вигляді [73]

$$\begin{aligned} \Pi = \int_0^l \left[E \cdot I \left[\left[\frac{d^2 u(z)}{dz^2} \right]^2 + \left[\frac{d^2 v(z)}{dz^2} \right]^2 \right] + M_H \left[\frac{du(z)}{dz} \cdot \frac{d^2 v(z)}{dz^2} - \frac{d^2 u(z)}{dz^2} \cdot \frac{dv(z)}{dz} \right] - \right. \\ \left. - (P_H - q^* \cdot z + \lambda^p) \left[\left[\frac{du(z)}{dz} \right]^2 + \left[\frac{dv(z)}{dz} \right]^2 \right] - \frac{q_0}{g} \omega_0^2 (u^2(z) + v^2(z)) \right] dz + \quad (1.159) \\ + \frac{1}{2} \mu_1 (u^2(0) + v^2(0)) - \frac{1}{2} \mu_2 \cdot \left[\left[\frac{du(0)}{dz} \right]^2 + \left[\frac{dv(0)}{dz} \right]^2 \right], \end{aligned}$$

де другий і третій доданки відповідають потенціальним енергіям від дії горизонтальної реакції та опорного моменту, а μ_1 , μ_2 - відповідно жорсткості стінки труби та коефіцієнт защемлення.

В стані рівноваги потенціальна енергія системи повинна бути мінімальною. Рівняння Ейлера-Лагранжа для функціоналу (1.159) мають вигляд (1.158)

Обчисливши першу варіацію $\delta \Pi$ функціоналу (1.159) і прирівнявши її до нуля, одержимо натуральні граничні умови для загального випадку закріплення, наприклад, для нижнього кінця колони НШ.

$$\begin{cases} E \cdot I \cdot u''''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot v''(0) + P_H \cdot u'(0) + \mu_1 \cdot u(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot u''(0) + P_H \cdot v'(0) + \mu_1 \cdot v(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) + \mu_2 \cdot u'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) + \mu_2 \cdot v'(0) = 0. \end{cases} \quad (1.160)$$

Зупинимось на частинних випадках умов (1.160).

Якщо нижню опору вважати вільною ($\mu_1 = 0$, $\mu_2 = 0$), то

$$\begin{cases} E \cdot I \cdot u''''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot v''(0) + P_H \cdot u'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot u''(0) + P_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) = 0. \end{cases} \quad (1.161)$$

Для пружноопертого нижнього кінця ($\mu_1 > 0$, $\mu_2 = 0$) будемо мати

$$\begin{cases} E \cdot I \cdot u''''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot v''(0) + P_H \cdot u'(0) + \mu_1 \cdot u(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot u''(0) + P_H \cdot v'(0) + \mu_1 \cdot v(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) = 0. \end{cases} \quad (1.162)$$

а для пружнозащемленого, що може переміщатись в осьовому напрямі ($\mu_1 = 0$, $\mu_2 > 0$).

$$\begin{cases} E \cdot I \cdot u''''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot v''(0) + P_H \cdot u'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot u''(0) + P_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) + \mu_2 \cdot u'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) + \mu_2 \cdot v'(0) = 0. \end{cases} \quad (1.163)$$

При жорсткому закріпленні низу ($\mu_1 = \infty$, $\mu_2 = -\infty$), одержимо:

$$\frac{du(0)}{dz} = 0, \quad \frac{dv(0)}{dz} = 0, \quad u(0) = 0, \quad v(0) = 0. \quad (1.164)$$

Перша і друга умови (1.164) відображають те, що при $z = 0$ пружна лінія і дотична до неї співпадають, а третя і четверта умови – що низ компоновки не має прогинів.

Оскільки умови закріплення верхнього кінця колони майже не позначаються на величинах критичних параметрів (особливо для колон значної довжини), то з високою для інженерних розрахунків точністю верх і них компоновки можна прийняти шарнірно опертими.

$$\begin{cases} u(l) = 0, v(l) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(l) + \frac{1}{2} M_B \cdot v'(l) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(l) - \frac{1}{2} M_B \cdot u'(l) = 0. \end{cases} \quad (1.165)$$

$$\begin{cases} u(0) = 0, v(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) = 0. \end{cases} \quad (1.166)$$

де M_B - зосереджений момент вгорі колони НШ;

M_H - зосереджений момент внизу.

1.10.4. Розв'язок загальної задачі стійкості

Сформулюємо загальну задачу стійкості колони НШ, ввівши комплексний прогин $W(z) = u(z) + i \cdot v(z)$. З урахуванням неоднорідного розподілу крутного моменту по довжині компоновки будемо мати [73]

$$E \cdot I \frac{d^4 w}{dz^4} - i \frac{d}{dz} \left[M(z) \frac{d^2 w}{dz^2} \right] + \frac{d}{dz} \left[F(z) \frac{dw}{dz} \right] - i \cdot h^\varphi \cdot \omega_0 \cdot w + \frac{q^2 \cdot \omega_0}{g} \cdot w = 0, \quad (1.167)$$

де $M(z) = M_H + h^\varphi \cdot \omega_0 \cdot z$, $F(z) = P_H - q \cdot z + \lambda^P$,

M_H - зосереджений момент при $z = 0$;

$h^\varphi = \frac{\pi \cdot d_{шт}^2 \cdot \tau_0}{2\omega_0}$ - коефіцієнт в'язкого тертя [74];

τ_0 - динамічне напруження зсуву рідини; $d_{шт}$ - діаметр штанги.

Граничні умови (1.165), (1.166) при вхідних даних $M_H > 0$, $M_B < 0$ набудуть вигляду

$$w(0) = 0, E \cdot I \cdot w''(0) - i \cdot \frac{1}{2} M_H \cdot w'(0) = 0; \quad (1.168)$$

$$w(l) = 0, E \cdot I \cdot w''(l) - i \cdot \frac{1}{2} M_B \cdot w'(l) = 0. \quad (1.169)$$

Зв'язуючи відносну швидкість v_p^r з витратою Q рідини $v_p^r = \frac{Q}{S_p}$,

параметр λ^p подамо у вигляді

$$\lambda^p = \frac{m_p \cdot Q^2}{S_p^2} = \frac{4\gamma_p \cdot Q^2}{\pi(D_T^2 - d_{III}^2)}, \quad (1.170)$$

де γ_p - густина рідини в НКТ;

D_T^2 - внутрішній діаметр НКТ.

З метою спрощення введемо безрозмірну змінну $\xi = \frac{z}{l}$ та параметри

$$\alpha = \frac{M_H \cdot l}{E \cdot I}, \beta = \frac{h^0 \cdot l^2}{E \cdot I}, \gamma = \frac{P_H + \lambda^p}{E \cdot I}, \delta = \frac{q^* \cdot l^3}{E \cdot I}, \mu = \frac{q^0 \cdot l^4}{g \cdot E \cdot I}, \varepsilon = \frac{h^0 \cdot l^4}{E \cdot I}. \quad (1.171)$$

Диференціюючи по ξ рівняння (1.167) і граничні умови (1.165)-(1.166) перепишемо у вигляді [72]

$$W_k^{IV} - i(\alpha + \beta \cdot \omega_0) W_k'' + (\gamma_k - i \cdot \beta_k \cdot \omega_0 - \delta_k \cdot \xi) \cdot W_k'' - \delta_k W_k' - i \cdot \varepsilon_k \cdot \omega_0 \cdot W_k - \mu_k \cdot \omega_0^2 \cdot W_k = 0 \quad (1.172)$$

$$\xi = 0 \quad W_1'' + \frac{i \cdot \alpha_1 \cdot W_1''}{2} + \gamma_1^* \cdot W_1' + \mu_1^* W_1 = 0, \quad W_1'' + (\mu_1^* - \frac{i \cdot \alpha_1}{2}) \cdot W_1' = 0; \quad (1.173)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi = \xi_K = \frac{l_k}{l}, W_k = W_{k+1}, W_k' = W_{k+1}', W_k'' = k_{k+1,k} \cdot W_{k+1}'' \\ (k = 2, l-1) W_k'' = k_{k+1,k} \cdot W_{k+1}'' \end{aligned} \right\} \quad (1.174)$$

$$\xi = 1 \quad W_1 = 0, W_1'' + \frac{i \cdot \alpha_p \cdot W_1}{2} = 0, \quad (1.175)$$

де $\gamma_1^* = \frac{P_H \cdot l^2}{E_1 \cdot I_1}$, $\mu_1^* = \frac{\mu_1 \cdot l^3}{E_1 \cdot I_1}$, $\mu_2^* = \frac{\mu_2 \cdot l^2}{E_1 I_1}$, $\alpha_p = \frac{M_p \cdot l}{E_1 \cdot I_1}$ - безрозмірні величини.

Рівняння (1.172) є звичайним диференціальним рівнянням зі змінним коефіцієнтом [75], який характеризує поздовжнє зусилля. Наявність змінного коефіцієнта означає, що розв'язок $W_k(\xi)$ може і не виражатись через елементарні функції.

Для знаходження розв'язку загальної задачі стійкості (1.172)-(1.175) скористаємось степеневим рядом з комплекснозначними коефіцієнтами

$$W(\xi) = a_0 + a_1\xi + a_2\xi^2 + \dots + a_n\xi^n + \dots, \quad (1.176)$$

оскільки його застосування дозволяє досліджувати широкий клас складних лінійних та нелінійних диференціальних рівнянь на основі єдиного обчислювального алгоритму, який легко реалізується на ПЕОМ.

Ряд (1.176) та його похідні є абсолютно і рівномірно збіжними, а значить похідні функції $W_k(\xi)$ можна одержати в результаті почленного диференціювання.

Підкладаючи в (1.172) ряд (1.176) та його похідні, одержуємо рівняння, яке включає в себе ряд за степенями ξ , сума якого дорівнює нулю. В зв'язку з тим, що кожен коефіцієнт ряду повинен дорівнювати нулю, приходимо до наступного рекурентного співвідношення для коефіцієнтів ряду

$$a_n = \frac{i \cdot \alpha}{n} \cdot a_{n-1} + \frac{i \cdot \beta \cdot \omega_0(n-3) - \gamma}{n(n-1)} \cdot a_{n-2} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n(n-1)(n-2)} a_{n-3} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 + \mu \cdot \omega_0^2}{n(n-1)(n-2)(n-3)} a_{n-4}, \quad n \geq 4. \quad (1.177)$$

За рахунок повторного застосування (1.177), починаючи з $n = 4$, a_{kn} можна виразити лінійною комбінацією $a_{k0}, a_{k1}, a_{k2}, a_{k3}$:

$$a_n = F_n \cdot a_0 + G_n \cdot a_1 + H_n \cdot a_2 + I_n \cdot a_3, \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots; \quad (1.178)$$

причому

$$F_0 = 1; F_1 = 0; F_2 = 0; F_3 = 0; G_0 = 0; G_1 = 1; G_2 = 0; G_3 = 0;$$

$$H_0 = 0; H_1 = 0; H_2 = 1; H_3 = 0; I_0 = 0; I_1 = 0; I_2 = 0; I_3 = 1. \quad (1.179)$$

Згідно рекурентного співвідношення (1.178)

$$\begin{pmatrix} F_n \\ G_n \\ H_n \\ I_n \end{pmatrix} = \frac{i \cdot \alpha}{n} \begin{pmatrix} F_{n-1} \\ G_{n-1} \\ H_{n-1} \\ I_{n-1} \end{pmatrix} + \frac{i \cdot \beta \cdot (n-3) - \gamma}{n(n-1)} \begin{pmatrix} F_{n-2} \\ G_{n-2} \\ H_{n-2} \\ I_{n-2} \end{pmatrix} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n(n-1)(n-2)} \begin{pmatrix} F_{n-3} \\ G_{n-3} \\ H_{n-3} \\ I_{n-3} \end{pmatrix} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 + \mu \cdot \omega_0^2}{n(n-1)(n-2)(n-3)} \begin{pmatrix} F_{n-4} \\ G_{n-4} \\ H_{n-4} \\ I_{n-4} \end{pmatrix}, \quad n \geq 4 \quad (1.180)$$

Перші чотири коефіцієнти a_0, a_1, a_2, a_3 для кожної секції слід шукати з граничних умов. Рівняння, одержані в результаті підкладання ряду (1.176) в умови (1.173)-(1.175), запишемо в матричному вигляді

$$\|R\| * \|a\| = 0, \quad (1.181)$$

де $\|a\|, \|R\|$ - відповідно матриця-стовпчик з елементів $a_{10}, a_{11}, \dots, a_{12}, a_{13}$ і матриця $\|R\|$ розмірності 4x4 з коефіцієнтів при них. З огляду на громіздкість, подамо матрицю $\|R\|$ у вигляді (1.182) для випадку однорозмірної компоновки, де S - кількість членів ряду (1.176), які забезпечують бажану точність обчислень.

Для колон, складених з більшої, ніж одна кількості секцій, елементи $\|R\|$ шукаємо по аналогії з одержаними.

Алгоритм одержання коефіцієнтів ряду (1.176) такий:

- 1) Один з сукупності коефіцієнтів $a_{10}, a_{11}, \dots, a_{12}, a_{13}$ задаємо довільно, наприклад $a_{13} = 1$;
- 2) З матричного рівняння (1.181) шукаємо решту коефіцієнтів вказаної в п.1 сукупності;
- 3) За рахунок повторного застосування рекурентних співвідношень (1.176), (1.180) знаходимо потрібну кількість коефіцієнтів a_n при $n \geq 4$ для забезпечення бажаної степені точності.

a_0	a_1	a_2	a_3
1	0	0	0
0	$-i \cdot \frac{\alpha_H}{2 \cdot l}$	2	0
$\sum_{n=0}^S F_n$	$\sum_{n=0}^S G_n$	$\sum_{n=0}^S H_n$	$\sum_{n=0}^S I_n$
$\sum_{n=2}^S n \cdot (n-1) F_n - i \cdot \frac{\alpha_B}{2l} \cdot \sum_{n=1}^S n \cdot F_n$	$\sum_{n=2}^S n \cdot (n-1) F_n - i \cdot \frac{\alpha_B}{2l} \cdot \sum_{n=1}^S n \cdot F_n$	$\sum_{n=2}^S n \cdot (n-1) F_n - i \cdot \frac{\alpha_B}{2l} \cdot \sum_{n=1}^S n \cdot F_n$	$\sum_{n=2}^S n \cdot (n-1) F_n - i \cdot \frac{\alpha_B}{2l} \cdot \sum_{n=1}^S n \cdot F_n$

(1.182)

2 ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БОРОТЬБИ З ПРОЯВАМИ ПІСКУ ТА СОЛЕВІДКЛАДЕННЯМИ

2.1 Аналіз існуючих теорій, методів та обладнання для боротьби з проявами піску

Існують гідродинамічний, хімічний, фізико-хімічний і механічний методи запобігання суфозії, а значить, і надходження піску з пласта у свердловину. Застосовується також комбінація цих методів.

Численні заходи боротьби з піском, які мають місце в зарубіжній практиці, носять чисто профілактичний характер, тобто застосовуються, як правило, до введення свердловин в експлуатацію, і складають невід'ємну частину робіт із закінчення свердловин. Під цим терміном розуміють усі операції з моменту розкриття продуктивного об'єкта до виклику припливу рідини чи газу. Сюди входять: розбурювання продуктивного пласта, опускання та цементування експлуатаційної колони, встановлення гравійного фільтра (або інших фільтрів для боротьби з піском) і освоєння свердловини. Здійснення різних профілактичних заходів боротьби з піском від самого початку введення свердловини в експлуатацію забезпечує високу їх ефективність. Досвід показує, що для різкого підвищення ефективності заходів з обмеження надходження піску з пласта у свердловину належить проводити їх до початку руйнування порід привибійної зони.

До механічного методу належать технологічні процеси обладнання свердловин різними вибійними проти піщаними фільтрами або ж утворення фільтрів на вибої шляхом намивання фільтрувальних матеріалів. Цей метод відомий давно. Є найбільш простим, однак широкого технологічного застосування у практиці газо-нафтовидобування не знаходив. У зв'язку із введенням у розробку родовищ із високов'язкими нафтами та розвитком

термічних методів діяння на пласт необхідність застосування фільтрів для попередження винесення піску з пласта набула актуальності.

Хімічний метод ґрунтується на штучному закріпленні гірських порід різними в'язучими речовинами, в основному полімерного типу (водорозчинна фенолформальдегідна смола СФЖ-3012, склади на основі сланцевих фенолів, склад на основі спінених синтетичних смол тощо), але відносяться до найбільш дорогих, хоч і найбільш перспективних методів.

До фізико-хімічних методів можна віднести спосіб кріплення колекторів шляхом коксування нафти в привибійній зоні в результаті її полімеризації та спосіб термохімічного кріплення з застосуванням гранульованого маґнію. Перший спосіб здійснюється запомповуванням через фільтр гарячого повітря і рекомендується до застосування під час видобування високов'язких нафт з неглибоко залеглих пластів.

Свердловини, які обладнують засобами затримування піску, можуть мати в продуктивному інтервалі або відкритий вибій, або перфоровану обсадну коло-ну. У випадку відкритого вибою доцільно застосовувати фільтри – хвостовики і наливні гравійні фільтри, а у свердловинах з обсадженим продуктивним інтервалом – наливний гравійний фільтр всередині обсадної колони або здійснити кріплення привибійної зони смолою.

Для закінчування свердловин у продуктивних пластах із слабозцементованими породами (сипкими пісками) з метою боротьби з винесенням піску необхідно:

а) застосування дірчастих фільтрів або труб з просвердленими в них отворами;

б) використання наливного вибійного фільтра, виготовленого з піску (гравію) або іншого матеріалу;

в) заповнення затрубного простору в інтервалі залягання продуктивного пласта гравієм;

г) штучне кріплення піску в продуктивному пласті (консолідація порід).

При цьому перші два заходи зводяться до затримування уже винесеного із пласту піску різними фільтрувальними пристроями, а два інших – до штучного закріплення порід у привибійній зоні шляхом створення перешкоди між пластом і колоною труб або оброблення пласта спеціальним в'язучим матеріалом.

2.1.1 Вибійні гравійні та трубні фільтри

Трубні фільтри виготовляють із труб і опускають у свердловину на обсадних трубах під час будівництва свердловини або з допомогою колони НКТ всередину обсадної колони. Їх поділяють на прості та складні, що утворені з простих намотуванням дроту (дротяні), встановленням кнопок (кнопкові), кілець (кільцеві) і фільтропакетів. Дротяні фільтри мають більшу пропускну здатність ніж фільтри з щілинами.

Серед дротяних фільтрів розрізняють фільтри, в яких: а) дріт намотано безпосередньо на трубу; б) аналогічно на жолобчастий корпус; в) аналогічно на підкладні ребра; г) дріт намотано на підкладні ребра з точковим зварюванням дроту в усіх контактах.

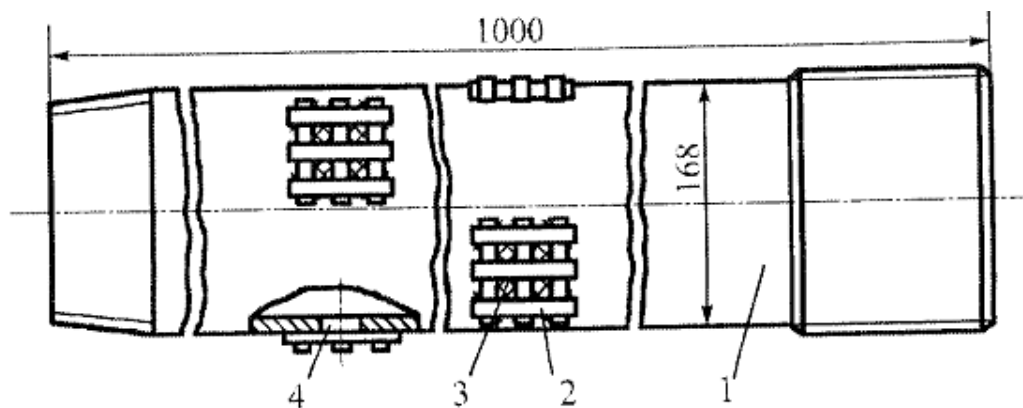
Для кородуючих середовищ, наприклад пари або гарячих рідин, фільтри можна виготовляти зі спеціальних стовпів.

Щілинні фільтри існують із різним розташуванням вертикальних (ярусні, розміщені не ступінчасто або в не шаховому порядку; розміщені в шаховому порядку; подвійні; розміщені ступінчасто) і горизонтальних щілин.

Щілинні фільтри мають відносно низьку початкову вартість, проте володіють цілим рядом недоліків: найменша можлива ширина щілини може виявитись занадто великою для пісків деяких нафтопромислових регіонів, в порівнянні з дротяними фільтрами щілині мають малу вхідну площу, труби щілинних фільтрів можуть піддаватись корозії.

Фільтропакети. УкрНДІгаз розробив фільтри, які опускаються або на експлуатаційні колоні в процесі закінчення буріння свердловини, або на насосно-компресорних трубах . На рисунку 2.1 показано конструкцію фільтра К-168-Н, що опускається на експлуатаційній колоні. Фільтр складається з обсадної труби 1, в якій зроблено отвори 4 діаметром 26-30 мм. Отвори перекриваються фільтропакетом 3 з 14-15 шарів лавсанової сітки. Фільтропакет закріплено на трубі металевими стрічками 2 з допомогою електрозварювання.

Перевага фільтра в тому, що він максимально наближений до пласта і конструктивно настільки простий., що його можна виготовити в промислових умовах. Фільтр встановлюється із за колонними пакерами.



1 – обсадна труба; 2 – залізні стрічки; 3 – фільтропакет; 4 – отвори

Рисунок 2.1 - Конструкція фільтра К-168-Н

Гравійні фільтри можуть бути:

- підвісні гравійно-трубні, які створені на поверхні (шар гравію в зазорі між двома концентричними перфорованими трубами);
- гравійно-намивні, які створені у свердловині (намивання шару твердих частинок за стінки перфорованої труби)

Гравійні фільтри можуть ефективно працювати тільки в разі правильного підбирання параметрів, таких як ширини щілин чи розмірів зерен (точніше пор) гравію (піску з великими розмірами частинок), характеристики гравію, ступінь ущільнення і якість матеріалу, конфігурація щілин та конструкція фільтрів.

Гравійно-намивні фільтри є ефективним і універсальним засобом запобігання винесення піску у свердловини, що розкривають слабозцементовані, нестійкі пласти. Вони можуть бути створені як в середині перфорованої обсадної колони труб, так і в не обсадженому трубами стовбурі свердловини.

Гравійні фільтри, які намиваються всередині перфорованої обсадної колони, широко застосовуються у свердловинах, що розкривають продуктивні пласти, які утворені пачками перешарування гірських порід, або мають невелику товщину, а також там, де необхідно виключити з інтервалу, що розкривається, водоносні чи газonosні прошарки або прошарки глини.

Методи намивання гравію всередині обсадної колони поділяють на дво-етапні і одно-етапні. У першому випадку намивання гравію в перфораційні канали проводиться у вигляді окремої операції. У другому випадку обидві операції (намивання гравію в перфораційні канали і навколо фільтрів) проводяться тоді, коли на вибої вже встановлений дротяний або щілинний фільтр.

Гравійно-намивними фільтрами обладнують свердловини як з відкритою привибійною зоною, так і з перекритою обсадними трубами.

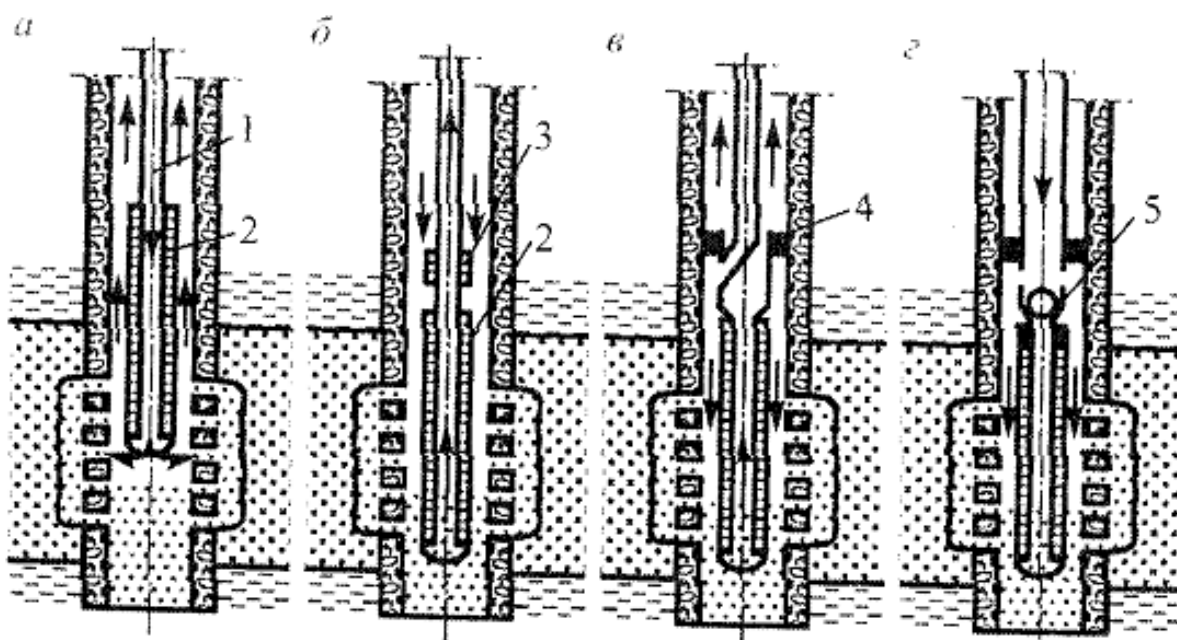
Різні способи намивання гравію всередину перфорованої обсадної колони показано на рис. 2.2.

За способом розмивання гравію (рис. 2.2 а) на вибої намивають пробку із гравію до певної глибини вище інтервалу перфорації. Відтак опускають комплекс вибійного фільтра з промивальною трубою і циркуляційним башмаком. Далі прямим промиванням розмивають пробку гравію, доводячи вибійний фільтр до необхідної глибини. Після цього гравію дають змогу осісти навколо фільтра і над фільтрової труби.

Спосіб зворотної циркуляції (рис. 2.2 б) передбачає опускання на вибій підземного обладнання, що охоплює фільтр і над фільтрову трубу, підвищення його в інтервалі перфорації і намивання зворотною циркуляцією гравію в кільцевий зазор аж до контрольного фільтра. Гравій протискується шляхом

перекривання виходу із робочої колони до того, як гравій дійде до вибою, і створенням тиску в міжтрубному просторі свердловини, а відтак можна подати додаткову кількість гравію в міжтрубний простір.

Спосіб кроссверного (перехресного) намивання (рис 2.2 в) має переваги над методом зворотної циркуляції, які полягають в наступному : а) рідина-носії з гравієм не змиває зі стінок обсадної колони весь бруд та іржу і не забруднює ними перфораційні канали; б) зменшується тривалість часу подавання гравію на вибій (об'єм НКТ менший, ніж міжтрубного простору) і ймовірність утворення висячих пробок та розділення гравію за діаметром частинок; в) забезпечується поточний контроль за положенням рідини і гравію всередині робочої колони; г) на обсадну колону вище інтервалу перфорації не створюється високий тиск.



а) спосіб розмивання гравію; б) спосіб зворотної циркуляції; в) спосіб перехресного намивання із кроссовером; г) спрощений спосіб перехресного намивання; 1 – промивальна труба; 2 – експлуатаційний (робочий) фільтр; 3 – контрольний фільтр; 4 – пакер і кроссовер; 5 – золотниковий пристрій

Рисунок 2.2 - Схеми намивання гравію всередину перфорованої обсадної

КОЛОНИ

Намивні гравійні фільтри в необсадженому стовбурі свердловини створюють у випадках, коли закінчення свердловин можна здійснити з відкритим вибоєм (пласт не осипається). Такі фільтри більш продуктивні, ніж гравійні фільтри в середині обсадної колони чи закріплення порід приви́бійної зони смолами (більший діаметр вертикального прохідного каналу стовбура в межах продуктивного пласта; усунуто вплив перфораційних отворів на приплив рідини чи газу).

Металокерамічні фільтри виготовлюють шляхом пресування металевих порошків і кераміки в сталевих пресформах, які мають форму фільтрувальних елементів, з наступним спіканням у печах за високої температури (1200°) у середовищі водню. Їх монтують із окремих секцій, кожна з яких складається із перфорованої труби і металокерамічного елемента з зазором між ними близько 5 мм з кожної сторони. Для забезпечення цього зазору через кожні чотири металокерамічні елементи встановлюють центрувальні кільця, які одночасно центрують фільтр у стовбурі свердловини і захищають фільтрувальні елементи від руйнування під час опускання фільтра у свердловину. Металокерамічні фільтри характеризуються корозійною стійкістю і здатні витримувати значні перепади тиску і температури. У процесі експлуатації їх пропускна здатність знижується, як і будь-яких фільтрів, але шляхом зворотної промивки рідиною без мехдомішок її можна відновити майже до початкового рівня.

Недоліками є те, що дані фільтри не мають належної міцності і можуть руйнуватися від ударів, особливо під час спуску фільтра у свердловину.

Опускання фільтра у свердловину здійснюється за допомогою НКТ або спеціального пакера із свинцевим чи гумовим кільцем для попередження потрапляння піску вище фільтрової зони.

2.1.2 Кріплення порід приви́бійної зони

Кріплення порід приви́бійної зони означає зв'язування частинок між собою різними речовинами – цементним розчином, цементно-піщаною

сумішшю, фенолформальдегідною смолою та ін. Суть методу полягає в запоповуванні кріпильних речовин через НКТ у привибійну зону і притискування їх вуглеводневою рідиною або водою з метою часткового витіснення їх із пор. Роботи із кріплення доцільно проводити зразу ж після розкриття порід продуктивного пласта.

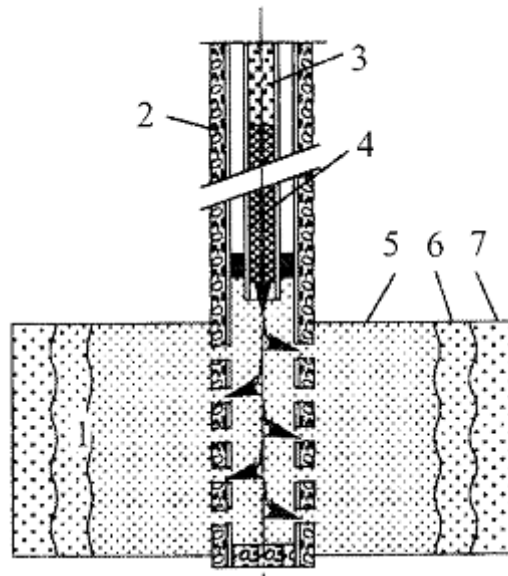
Коефіцієнт проникності закріплених, наприклад смолою, пісків може зменшуватися на 50-70% порівняно з початковим. Зменшення проникності – неминучий наслідок процесу кріплення, так як механізм кріплення піску базується на зв'язуванні зерен піску, що не може бути досягнуто без присутності в'язучих матеріалів.

Із застосуванням хімічних способів кріплення пісків отримують породи високу міцність на стиск майже без зниження припливу флюїдів. З метою підвищення ефективності кріплення піску здійснюють додаткове промивання вуглеводневою рідиною або водою для часткового витіснення висококонцентрованої смоли із пор.

Для покращення ефективності кріплення використовують порівняно мало концентрований розчин смоли, розведеної вуглеводневим розчинником.

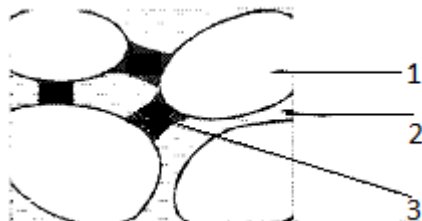
Радіус зони кріплення задають рівним 0,9 м (за коефіцієнта пористості 30%) або 1,2 м (за коефіцієнта пористості 40%). Кращий ефект отримується після запоповування в привибійну зону піску або гравію (розмір від 0,25-0,42 мм до 0,84-2 мм) у вигляді смоло - піщаної суміші.

Загальну схему проведення процесу кріплення порід смолою та схема породи після оброблення її смолою зображено на рисунках 2.3, 2.4.



1 – продуктивний піщаний пласт; 2 – цементне кільце; 3- притискувальна рідина; 4 – рідина для витіснення смоли; 5 – смолоутворювальний розчин; 6 – друга рідина для попереднього оброблення; 7 – перша рідина для попереднього оброблення

Рисунок 2.3 - Схема кріплення привибійної зони смолою:



1 – піщане зерно; 2 – пластова рідина; 3 – смола, що затверділа

Рисунок 2.4 - Структура породи після оброблення її смолою:

2.1.3 Сепарація піску на вході в насос

Застосуванням пісочних сепараторів (якорів) і фільтрів, що встановлюються на вході в насос, здійснюють сепарацію піску від рідини. Робота пісочних сепараторів ґрунтується на гравітаційному принципі. У сепараторах прямої та оберненої дії (рис.2.5 а, б) рідина змінює напрям руху на 180°, пісок відокремлюється під дією сили тяжіння і осаджується в

пісочній «кишені», у разі заповнення якої сепаратор витягують на поверхню й очищають. Умова ефективної роботи сепаратора – існування в ньому швидкості висхідного потоку, меншої за швидкість стиснутого осадження піщинок. Ефективність роботи сепараторів тим вища, чим менша в'язкість рідини і більший розмір піщинок. Осадження піщинок із потоку залежить від того, де початково, до входу в сепаратор, знаходилась піщинка. Сепаратор сам по собі відділяє частинки великих розмірів.

Якщо продукція свердловини обводнена, то сепараційна здатність підвищується (навіть за незначного вмісту води), оскільки нафта в деякій мірі проходить через шар води, яка відсепарувалась у корпусі сепаратора, а піщинки переходять у воду і швидкість осадження їх збільшується. Наявність вільного газу в продукції призводить до збільшення швидкості потоку і, відповідно, до зниження коефіцієнта сепарації.

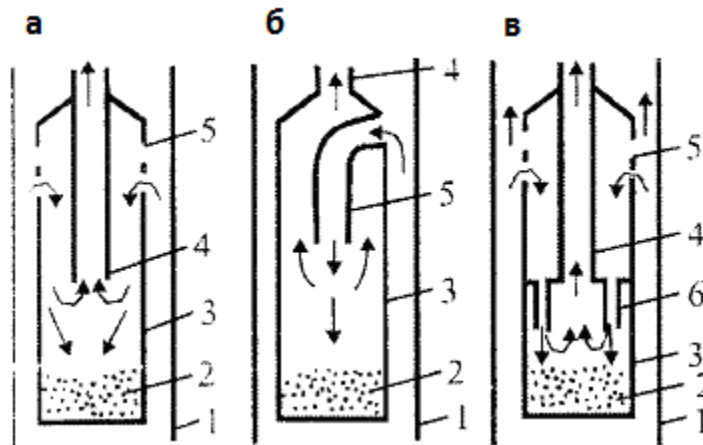
Коефіцієнт сепарації піску не залежить від концентрації піску, що підтверджено багатьма дослідженнями.

Протипісочні фільтри поділяються на два типи:

- не допускаючи потрапляння чи пропускаючи через себе незначну кількість частинок породи розміром не більше 0,01 мм (частинки малих розмірів).
- пропускаючи через себе частинки розміром 0,01-0,1 мм (частинки середніх розмірів).

Гідравлічна довжина газового і пісочного сепараторів дуже слабо впливає на їх сепараційну здатність. Але місткість пісочної кишені повинна бути як мога більшою як за рахунок її довжини, так і за рахунок діаметра, інакше доведеться дуже часто піднімати сепаратор для очищення кишені.

Протипісочні фільтри, які встановлюють на вході в насос, запобігають надходження в насос піщинок малих і середніх розмірів, залежно від розмірів піщинок і каналів матеріалу фільтра.



- 1 – експлуатаційна колона; 2 – шар накопиченого піску; 3 – корпус;
 4 – приймальна труба; 5 – отвір для введення суміші в якір;
 6 – труба для вводу рідини і піску

**Рисунок 2.5 – Схеми пісочних сепараторів,
 що монтуються на вході в насос**

Пісочний сепаратор прямої дії одночасно може бути і газовим сепаратором. Компонування сепаратора зворотної дії з звичайним однокорпусним газовим сепаратором показано на рис. 2.5 в.

Розглянемо найпоширеніші типи фільтрів. Гравійний фільтр може тривало і ефективно працювати тільки за витратного вмісту піску або мулу в рідині до 20%, інакше він швидко забивається.

Капроновий фільтр, що складається із перфорованого корпусу, обмотаного приклеєного до нього тонкою капроною тканиною в три-чотири шари, можна застосовувати у свердловинах з дебітом до 5-6 м³/добу.

Дротяний фільтр складається з труби, що має повздовжні щілини шириною 3-4 мм довжиною 150 мм. На трубу намотується дріт діаметром 2 мм зі щілинами між витками 0,25-0,3 мм.

Сітчастий фільтр – це труба діаметром 89 мм з повздовжніми щілинами шириною 5-10 мм і довжиною 100 мм, на яку намотують латунну сітку з отворами.

Міжремонтний період свердловин при цьому зростає в 1,8-3,5 рази.

Конструктивні схеми газосепараторів, що застосовуються на промислах України, зображені на рис. 2.6.

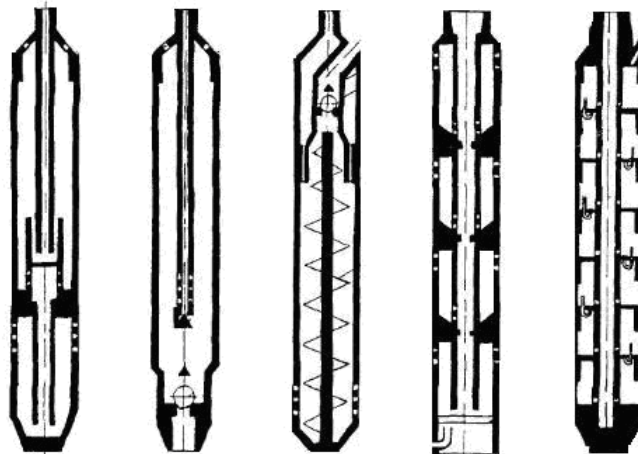
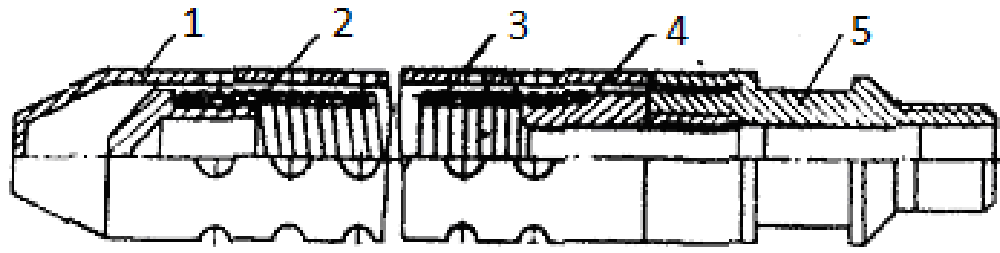


Рисунок 2.6 - Схеми газових сепараторів

Запропоновано також пружинні фільтри вставного і невставного виконання (рис. 2.7, 2.8). Принцип їх дії полягає в тому, що під час роботи насосного устаткування через постійне вкорочення та видовження насосних труб відбувається вібрація пружини – фільтрувального елемента, внаслідок чого змінюються зазори між витками, що запобігає забиванню зазорів частинками.

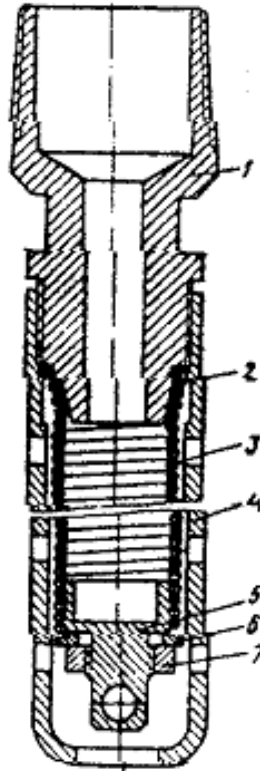
На цьому ж принципі побудована робота високоактивного прийомного фільтра (рис. 2.9) .

Протипісочні фільтри (найпростіші зразки) не набули широкого застосування через швидке засмічення (забивання, замулювання, заглинювання). Їх доцільно розміщувати в корпусі з «кишенею» для осідання піску або поєднувати з пісочним чи газопісочним якорем.



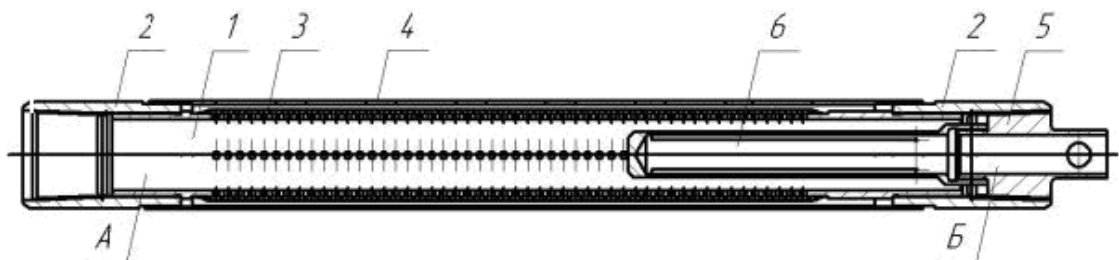
1 – кожух; 2 – пробка; 3 – пружина; 4 – перевідник; 5 – ніпель

Рисунок 2.7 - Пружинний протипісочний фільтр у вставному виконанні



1 – перевідник; 2 – конусне кільце; 3 – пружина; 4 – кожух;
5 – стакан; 6 – фасонна шайба; 7 – гайка

Рисунок 2.8 - Пружинний протипісковий фільтр у невставному виконанні



1- корпус фільтра, 2- муфта, 3- сітка фільтра, 4- кожух, 5- корпус, 6- клапан

Рисунок 2.9 - Високоактивний прийомний фільтр

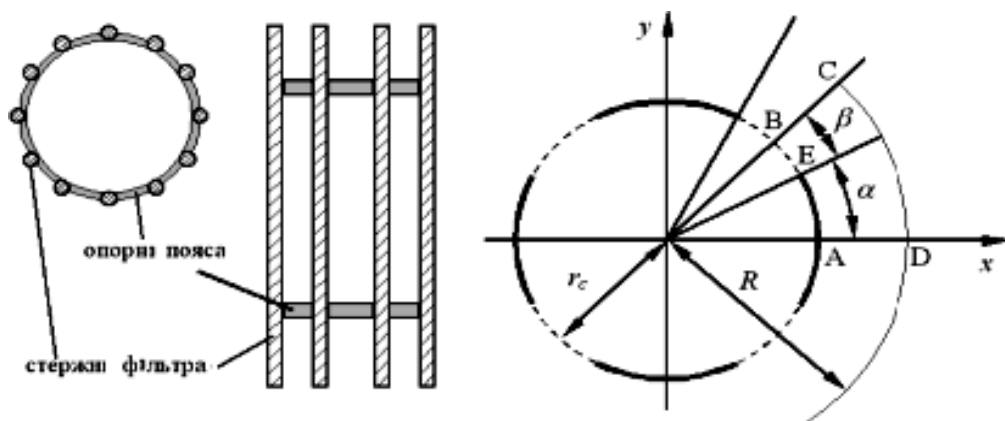
2.2 Розробка конструкцій захисних пристроїв, що встановлюються на прийомі насоса

Отже, для обґрунтування використання та вдосконалення існуючих, розробки нових свердловинних фільтрів, необхідним є математичне описання процесів, що відбуваються в свердловинному фільтрі.

На практиці при експлуатації свердловин використовують фільтри різних конструкцій. Найбільше поширення отримали каркасно-стержнева конструкція. Для аналітичного розрахунку вказаного фільтра використаємо метод середньозваженого потенціалу (СЗП).

Каркасно-стержневий фільтр складається із вертикальних щілин і горизонтальних непроникних дротинок (рис. 2.10).

В силу симетрії поверхні AD і BC будуть поверхнями струменю. Колова циліндрична поверхня CD є екіпотенціальною поверхнею, на якій потенціал швидкості фільтрації $\phi = -\frac{\kappa P}{\mu}$, (де κ – коефіцієнт проникності пласта у вибійній зоні свердловини, P – приведений тиск, μ – коефіцієнт гідродинамічної в'язкості рідини, ϵ заданою сталою).



r_c – радіус свердловини, β - половина кута розкриття щілини,
 α – половина кута непроникної стінки, R - радіус контуру живлення.

Рисунок 2.10 - Схема каркасно-стержневого фільтра

Як відомо, потенціал ϕ плоскопаралельної лінійної фільтрації в однорідному середовищі з проникністю k задовольняє рівняння Лапласа, котре в полярних координатах r, θ виглядає наступним чином:

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{d\phi}{d\theta} \right) + \frac{d}{d\theta} \left(\frac{1}{r} \frac{d\phi}{dr} \right) = 0 \quad (2.1)$$

Граничні умови для рівняння Лапласа, які можна застосувати для схеми фільтра, зображеного на рисунку 2.10, мають вигляд:

$$\phi \Big|_{r=R} = \phi_n, \text{ де } \phi_n = -\frac{\kappa P_n}{\mu} = \text{const} \quad (2.2)$$

$$\frac{d\phi}{d\theta} \Big|_{\theta=0} = 0 \quad \frac{d\phi}{d\theta} \Big|_{\theta=\theta_0} = 0, \quad \theta_0 = a + \beta$$

$$\frac{d\phi}{dr} \Big|_{r=r_c} = 0, \quad 0 \leq \theta \leq a \quad (2.3)$$

$$\phi \Big|_{r=r_c} = \phi_c \quad \phi_c = -\frac{\kappa P_c}{\mu} = \text{const} \quad (2.4)$$

Використовуючи метод середньозваженого потенціалу, будемо замість точної граничної умови (2.3) задовольняти наближеній граничній умові (2.4).

$$\frac{d\phi}{dr} \Big|_{r=r_c} = -V_0 = \text{const}, \quad (2.5)$$

де V_0 – деяка, поки що невідома стала, знак мінус поставлений через те, що потік рідини направлений до центра свердловини. Цю сталу будемо вибирати так, щоб середнє значення потенціалу ВЕ задовольняло умові:

$$\phi \Big|_{r=r_c} = \frac{1}{\beta} \int_a^{\theta_0} \phi(r_c, \theta) d\theta = \phi_c \quad (2.6)$$

Таким чином, умова (2.3) буде виконана наближено для середньоарифметичного значення потенціалу ϕ .

Розв'язок рівняння Лапласа (2.1), котре б задовольняло умовам (2.2), (2.3), (2.5), (2.6), знаходиться методом розділення змінних і має вигляд:

$$\phi(r, \theta) = \frac{V_0 r_c}{\theta_0} \left(\beta \ln \tau + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[\tau^{-\lambda_n} - \tau^{\lambda_n}] \sin(\lambda_n a)}{\lambda_n^2 [\tau_0^{-\lambda_n} + \tau_0^{\lambda_n}]} \cos(\lambda_n \theta) \right) + \phi_n \quad (2.7)$$

$$\lambda_n = \frac{n\pi}{\theta_0}, \quad \tau = \frac{R}{r}, \quad \tau_n = \frac{R}{r_c} - \text{безрозмірні величини.}$$

Невідому V_0 – знайдемо, обчислюючи середнє по дузі ВЕ значення потенціалу. Для цього підставимо отримане значення потенціалу (2.6) у формулу (2.5), з котрої знайдемо:

$$V_0 = \frac{\beta\theta_0}{r_c} \frac{\phi_c - \phi}{\beta^2 \ln \tau_0 - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\tau_0^{-\lambda_n} - \tau_0^{\lambda_n}}{\tau_0^{-\lambda_n} + \tau_0^{\lambda_n}} \frac{\sin^2(\lambda_n a)}{\lambda_n^3}}$$

Дебіт свердловини знайдемо за формулою:

$$Q = N2V_0SH = 2\pi \frac{kH}{\mu} \frac{P_n - P_c}{\ln \frac{R}{r_c} + \frac{1}{2} \lambda} \quad (2.8)$$

де N – кількість щілин, S - площа щілини, H – висота фільтра.

$$\text{Тут } \lambda = - \frac{4}{\beta^2} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\left(\frac{r_c}{R}\right)^{\lambda_n} - \left(\frac{R}{r_c}\right)^{\lambda_n}}{\left(\frac{r_c}{R}\right)^{\lambda_n} + \left(\frac{R}{r_c}\right)^{\lambda_n}} \frac{\sin^2\left(\lambda_n \left[\frac{\pi}{N} - \beta\right]\right)}{\lambda_n^3} \quad (2.9)$$

Використання вищевказаного методу дає можливість значно спростити процес обґрунтування встановлення фільтрів на свердловинах, а також створює певну математичну базу для вдосконалення існуючих, моделювання та конструювання нових більш досконалих зразків свердловинних фільтрів.

2.3 Розроблення струминних насосів для виносу піщаних пробок

2.3.1 Визначення областей застосування струминних насосів в нафтовій промисловості

Сучасні методи розробки нафтових родовищ і інтенсифікації видобутку нафти, ускладнення умов експлуатації свердловин по цілому ряду

об'єктивних причин, потребувало розробки нових технічних засобів підйому продукції свердловин і технологій їх застосування.

Одним з нових і перспективних для нафтопромислової практики видів видобувного обладнання є установки струминних насосів (УСН). Струминні апарати знайшли широке застосування в самих різних галузях, що пов'язане з простотою їх конструкції, відсутністю рухомих частин, хорошою надійністю і здатністю працювати в дуже складних умовах: при високому вмісті у відкачуваній рідині механічних домішок і вільного газу, в умовах підвищених температур і агресивності продукції.

Висока ефективність ежекційних технологій зумовлює широку географію їх застосування. В Україні роботи з розробки та поширення ежекційних технологій на сьогоднішній день зосереджені в Івано-Франківському національному університеті нафти і газу та ВАТ СП "Геотест" (м. Івано-Франківськ), У недалекому минулому роботи пов'язані з прикладними питаннями застосування свердловинних ежекційних систем проводились Криворізьким гірничим інститутом, Полтавським відділенням УкрНДГРІ, Донецьким політехнічним інститутом, ВГО "ПівнічУкргеологія", ЦНДЛ ВО "Укрнафта" (м. Івано-Франківськ). В Російській Федерації можна виділити дві великі груп підприємств, діяльність яких пов'язана з розробкою та застосуванням ежекційних технологій; установи – проектант та організації виробничо-сервісного обслуговування. Науково-дослідні роботи сконцентровано в Російському державному університеті нафти і газу ім. І.М. Губкіна, Уфимському державному нафтовому технічному університеті, Ухтинському та Пермському державному технічному університеті, ВНДІ нафта, НДПІ Морнафта, СіБНДШП, Північ НІПШГаз. Практична реалізація ежекційних технологій здійснюється ВАТ "Оренбург нафта", ВГО "Удмуртгеологія" та чисельними західносибірськими компаніями (Тюменська нафтова компанія, Сибірська Інноваційна Нафтова Корпорація, "Лукойл", ВАТ "Юганскнафтогаз",

"Самотлорнафтогаз", "Сургутнафтогаз", "Юграннафтогаз", "Нафтогсотехнологія", "Юкос" та інші). Ежекційні технології широко використовують в Австралії, Венесуелі, Індонезії, Канаді, Мексиці, Сполучених Штатах Америки фірмами "Боуен", "Вілсон", "Коуб", "Нешнл", "Гіберсон", компаніями БП "Америка Продакшн", Union Oil Company of California, Shell Inde, Французьким інститутом нафти.

Поширеність застосування ежекційних технологій свідчить про їх світове значення.

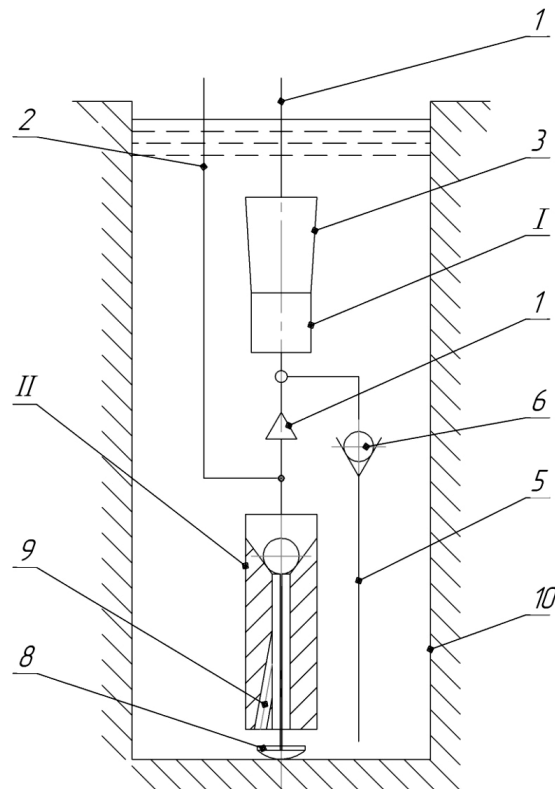
Значний внесок в теорію і практику свердловинних ежекційних систем внесли українські науковці Яремійчук Р.С., Донець К.Г., Хоминець З.Д., Паневник О.В., Возний В.Р., Городівський О.В., Рошак Й.І. та інші.

Прикладні питання застосування струминних насосів розглянуто в роботах Абдулзаде Ф.А., Изатдуста Э.С., Мислюка М. А. Серед дослідників Російської Федерації необхідно відмітити роботи Брудного – Челядінова С.Ю., Волкова А.С., Дем'янової Л.А., Дроздова А.Н., Єлісеєва В.Н., Жидовцева М.О., Квенцеля А.Л., Коснирева Б.А., Мавлютова М.Р., Міронова С.Д., Міщенко И.Т., Сазонова Ю.А., Султанова Б.З., Чернобильского А.Г. Значний інтерес становлять роботи іноземних вчених Шоле Г., Петрі Х.Л., Вільсона П.М., Смарта Є.Є.

Один із суттєвих недоліків традиційного промивання піскової пробки є створення значного тиску на пласт, закачування в продуктивний горизонт значної кількості води та витіснення нафти з присвердловинної зони. Застосування струминного насоса дозволяє здійснювати промивання піскової пробки без створення додаткового тиску на пласт.

Вперше новий спосіб промивання піскових пробок був запропонований наприкінці 50-х років в ОКБ безштангових насосів. Пристрій для промивання піскових пробок складається з двох основних вузлів: струминного насоса I та напірної насадки II (рис. 2.11). Пристрій спускають в свердловину на підвідній колоні, яка складається з внутрішніх та зовнішніх концентрично

розміщених труб. Подвійна колона труб утворює гідравлічні канали круглого 1 та кільцевого 2 перерізів. Струминний насос I складається з камери змішування 3 та робочої насадки 4. Приймальна камера «с» струминного насоса за допомогою всмоктувальної лінії 5, до складу якої входить зворотний клапан 6, з'єднується з привибійною зоною. Кільцевий канал підведення робочого потоку з'єднаний з робочою насадкою 4 струминного насоса I та клапанним вузлом напірної насадки II. Напірна насадка II виконана у вигляді розміщеного у циліндричному корпусі сферичного запірного органу 7, який за допомогою штока з'єднаний з опорою 8. Опора 8 з штоком встановлена в центральному каналі напірної насадки II з можливістю



1 – гідравлічний канал внутрішніх труб; 2 – кільцевий канал між внутрішніми та зовнішніми трубами; 3 – камера змішування з дифуззором; 4 - робоча насадка струминного насоса; 5 – всмоктувальна лінія струминного насоса; 6 – зворотний клапан всмоктувальної лінії; 7 – зворотний клапан напірної насадки; 8 – опора з штоком; 9 – промивальний канал; 10 – експлуатаційна колона.

I – струминний насос; II – напірна насадка

Рисунок 2.11 - Пристрій для промивання піскових пробок

осьових переміщень. Корпус напірної насадки II містить боковий промивальний канал 9, один кінець якого з'єднаний з центральним каналом напірної насадки, а інший спрямований на вибій свердловини.

Потік робочої рідини надходить на робочу насадку 4 струминного насоса по кільцевому каналу 2. Опора 8 не торкається вибою свердловини, внаслідок чого сферичний запірний орган відокремлює робочий потік від вибійної зони. В приймальній камері (точка «с») струминного насоса створюється розрідження, внаслідок чого здійснюється відкриття зворотного клапана 6 і рідина зі свердловини надходить в приймальну камеру, камеру змішування з дифузором струминного насоса і далі по каналу 1, утвореному внутрішніми трубами прямує на поверхню. У випадку розвантаження пристрою на вибій відбувається відносно осьове зміщення опори 8, яке через шток передається струминному запірному органу 7. Клапан 7 запірної насадки відкривається і в точці «d» відбувається поділ робочого потоку: частина рідини прямує на робочу насадку 4 струминного насоса, частина – через клапанний вузол 7, центральний і три бокових канали 9 подається на вибій свердловини. Робоча рідина з високою швидкістю виходить з промивальних каналів 9 і, внаслідок контакту високонапірного струменя з пісковою пробкою, відбувається її розмивання. Всмоктування рідини в приймальну камеру струминного насоса під час розмивання піскової пробки не відбувається, оскільки величини робочого потоку, який прямує на робочу насадку струминного насоса недостатньо для створення в гідравлічній системі розрідження, необхідного для відкриття зворотного клапана 6. Після розмивання верхньої частини піскової пробки відбувається осьове низхідне зміщення опори, робота струминного насоса відновлюється і рідинно-піщана суміш видаляється з привибійної зони і свердловини.

Крім вищезгаданого пристрою розроблені конструкції вставних струминних насосів, які дозволяють здійснювати промивання піскових пробок без підймання насосних труб.

В запропонованій конструкції основний геометричний параметр струминного насоса, який визначається співвідношенням площ перерізів камери змішування та робочої насадки, змінювався в діапазоні від $K_{сн}=1,94$ до $K_{сн}=6,127$, причому більші значення $K_{сн}$ відповідали більшим глибинам свердловини.

Пристрій для промивання піскових пробок використовувався в свердловинах глибиною 300–400 м, а на думку авторів може застосовуватися на глибині до 1000 м.

Оптимальні розміри проточної частини струминного насоса були визначені на основі практичного досвіду його використання. Відсутність математичної моделі робочого процесу струминного насоса, який входить до складу пристрою для промивання піскової пробки, не дозволяє застосовувати розроблену конструкцію для сучасних глибин розміщення в свердловині. В умовах зростання глибини розміщення пристрою в свердловині застосування подвійної колони промивальних труб вимагає значних матеріальних ресурсів, внаслідок чого запропонована технологія є економічно недоцільною. Відмова від застосування колони подвійних промивальних труб та удосконалення конструкції пристрою вимагає обґрунтування вибору геометричних розмірів елементів проточної частини струминного насоса. Зміна конструкції пристрою викликає перерозподіл потоків в гідравлічній системі свердловини, внаслідок чого змінюються оптимальні співвідношення геометричних розмірів деталей струминного насоса, які забезпечують максимальну ефективність його використання. Суттєвим недоліком запропонованої технології є відсутність методики контролю за станом привибійної зони в процесі промивання піскової пробки, внаслідок чого ускладнюється визначення необхідних інтервалів між черговими «розвантаженнями» колони труб та знижується ефективність процесу.

Метою гідравлічного моделювання робочого процесу струминного насоса є встановлення взаємозв'язку між вхідними і вихідними параметрами

ежекційної системи, тобто між продуктивністю поверхневого насосного агрегату та витратою змішаного потоку, який виходить з свердловини. Поставлена задача вимагає розробки математичної моделі свердловинної ежекційної системи, яка в загальному випадку передбачає спільний аналіз рівняння власної характеристики струминного насоса та рівняння гідравлічної системи, в якій він працює

$$h = a_0 + a_1 i + a_2 i^2 ; \quad (2.10)$$

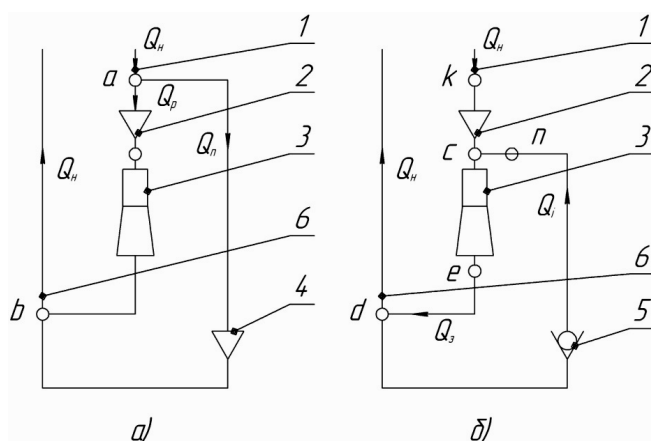
$$h = f(i, L, \zeta, \mu) , \quad (2.11)$$

де L – лінійні розміри елементів гідравлічної системи;

ζ – безрозмірний параметр, який характеризує гідравлічний опір системи;

μ – коефіцієнт витрати насадки.

Рівняння (2.10) визначає емпіричну напірну характеристику струминного насоса, а рівняння (2.11) визначає характеристику гідравлічної системи. Вигляд рівняння необхідно встановити в процесі гідравлічного моделювання робочого процесу струминного насоса.



а) робота пристрою в режимі промивання піскової пробки;

б) робота пристрою в режимі видалення піску;

1 – колона НКТ; 2 – робоча насадка струминного насоса; 3 – камера змішування з дифузorzом; 4 – промивальні насадки; 5 – зворотний клапан;

6 – гідравлічна лінія затрубного простору.

Рисунок 2.12 - Гідравлічна схема розробленого пристрою для промивання піскових пробок

Проаналізуємо характер розподілу потоків у гідравлічній системі пристрою. Запропонований пристрій може працювати в режимі промивання піскової пробки та в режимі видалення піску (рис. 2.12). В режимі промивання піскової пробки потік, який створюється поверхневим насосним агрегатом з витратою Q_n по колоні НКТ 1 надходить на робочу насадку 2 струминного насоса (рис. 2.12 а). В точці “а” відбувається поділ потоку: частина потоку з витратою Q_p прямує на робочу насадку 2 струминного насоса, а частина потоку з витратою $Q_{п}$ – на промивальні насадки пристрою.

В точці “б” відбувається з’єднання потоків Q_p , $Q_{п}$, після чого сумарний потік з витратою, яка дорівнює продуктивності поверхневого насосного агрегату по каналу 6 затрубного простору прямує до устя свердловини. В режимі видалення піску потік з витратою Q_n проходить через робочу насадку 2, камеру змішування з дифузоров 3 і в точці “d” надходить в гідравлічний канал 6 затрубного простору. Внаслідок зниження тиску в приймальній камері струминного насоса (точка “с”) відбувається з’єднання робочого потоку з витратою Q_n та інжектваного потоку з витратою Q_i , який містить пісок. На ділянці між дифузоров струминного насоса та точкою “d”, таким чином, рухається змішаний потік з витратою Q_3 . В точці “d” відбувається поділ змішаного потоку: частина потоку з витратою Q_n прямує до устя свердловини, а частина з витратою Q_i прямує до вибою, після чого по всмоктувальній лінії пристрою із зворотним клапаном 5 надходить в приймальну камеру струминного насоса (точка “с”).

Особливості розподілу тисків безпосередньо визначають величину тисків в характерних перерізах струминного насоса та структуру рівняння його гідравлічної характеристики.

2.3.2 Виведення рівняння гідравлічної характеристики струминного насоса

Рівняння гідравлічної характеристики струминного насоса повинне мати таку саму структуру, як і рівняння його власної характеристики

$$h = \frac{P_3 - P_1}{P_p - P_1}, \quad (2.12)$$

де P_3, P_1, P_p – значення тисків змішаного, інжектowanego та робочого потоків.

Виведення рівняння гідравлічної характеристики струминного насоса, таким чином, передбачає розрахунок тисків в характерних перерізах ежекційної системи. Враховуючи гідравлічну схему роботи пристрою в режимі видалення піску запишемо рівняння для визначення тисків змішаного, інжектowanego та робочого потоків відповідно в точках “e”, “n”, “k”

$$P_3 = K_3 \cdot Q_n^2 + \rho g H_n; \quad (2.13)$$

$$P_1 = P_3 - K_1 \cdot Q_n^2 = K_3 \cdot Q_n^2 + \rho g H_n - K_1 \cdot Q_n^2; \quad (2.14)$$

$$P_p = P_3 + K_p \cdot Q_n^2 = K_3 \cdot Q_n^2 + \rho g H_n + K_p \cdot Q_n^2, \quad (2.15)$$

де K_3, K_1, K_p – узагальнений гідравлічний опір каналу затрубного простору, всмоктувальної лінії та робочої насадки струминного насоса;

ρ – густина рідини;

H_n – глибина свердловини.

Отримаємо загальну формулу рівняння характеристики гідравлічної системи струминного насоса

$$h = \frac{K_1 Q_i^2}{K_p Q_n^2 + K_1 Q_i^2} = \frac{1}{1 + \frac{K_p}{K_1} \cdot \frac{1}{i^2}}, \quad (2.16)$$

де i – коефіцієнт інжекції і визначається за формулою $i = Q_i / Q_n$.

Формула для визначення гідравлічних втрат в робочій насадці струминного насоса може бути записана у вигляді

$$\Delta P_{\text{рн}} = \frac{\rho Q_{\text{н}}^2}{2\mu_{\text{рн}}^2 f_{\text{рн}}^2}, \quad (2.17)$$

де $\mu_{\text{рн}}$ – коефіцієнт витрати робочої насадки;

$f_{\text{рн}}$ – площа перерізу робочої насадки.

Тоді узагальнений гідравлічний опір робочої насадки може бути визначений за формулою

$$K_{\text{р}} = \frac{\rho}{2\mu_{\text{рн}}^2}. \quad (2.18)$$

В процесі визначення гідравлічного опору всмоктувальної лінії вважаємо, що основна частина втрат тиску викликана наявністю зворотного клапана. Гідравлічні втрати в будь-якому місцевому опорі можуть бути визначені за формулою Вейсбаха

$$\Delta P_{\text{кл}} = \zeta_{\text{кл}} \rho \frac{v^2}{2}, \quad (2.19)$$

де $\zeta_{\text{кл}}$ – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору;

v – швидкість потоку в перерізі перед клапаном.

Після заміни швидкості витратою формулу (2.19) представимо у вигляді

$$\Delta P_{\text{кл}} = \zeta_{\text{кл}} \rho \frac{8Q_1^2}{\pi^2 d_{\text{вс}}^4}, \quad (2.20)$$

де $d_{\text{вс}}$ – діаметр всмоктувальної лінії перед клапаном.

Тоді узагальнений гідравлічний опір у всмоктувальній лінії ежекційної системи можна визначити за формулою

$$K_1 = \zeta_{\text{кл}} \rho \frac{8}{\pi^2 d_{\text{вс}}^4}. \quad (2.21)$$

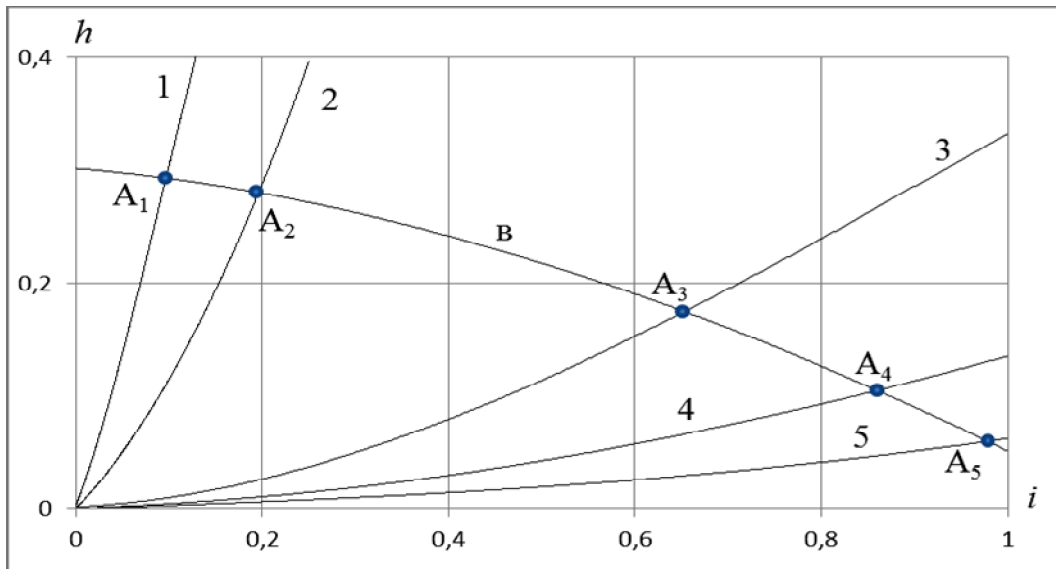
Після підстановки формул отримаємо інженерну форму запису рівняння характеристики гідравлічної системи, в якій працює струминний насос пристрою для промивання піскової пробки

$$h = \frac{1}{1 + \frac{1}{\mu_{рн}^2 \zeta_{кл}} \left(\frac{d_{вс}}{d_{рн}}\right)^4 \frac{1}{i^2}} . \quad (2.22)$$

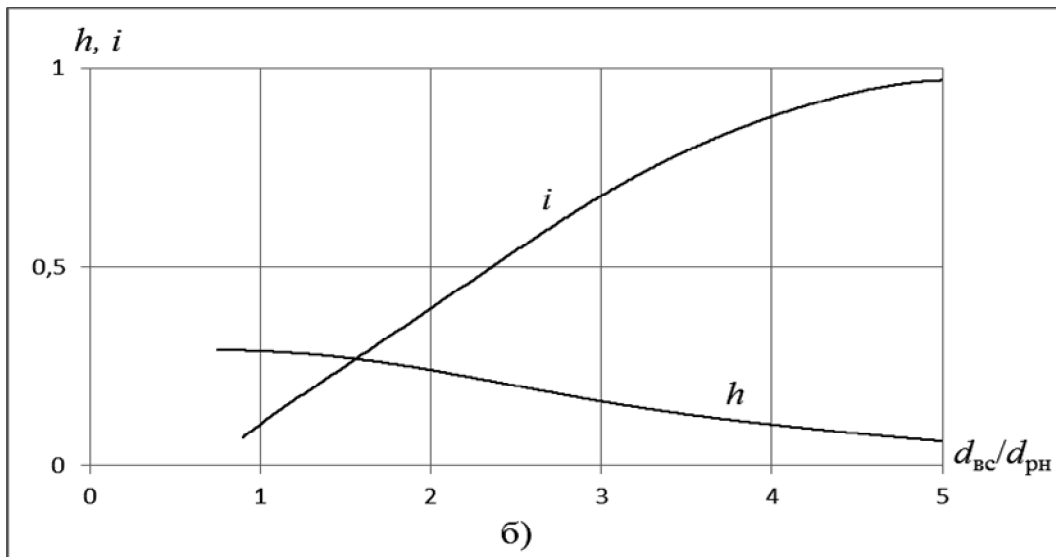
Значення коефіцієнта гідравлічного опору клапана для автономної ділянки характеристики може бути прийняте $\zeta_{кл} = 45$. Коефіцієнт витрати конічної робочої насадки становить $\mu_{рн} = 0,95$. Після підстановки значень коефіцієнта гідравлічного опору та коефіцієнта робочої насадки в рівняння отримаємо

$$h = \frac{1}{1 + 0,0246 \left(\frac{d_{вс}}{d_{рн}}\right)^4 \frac{1}{i^2}} . \quad (2.23)$$

Аналіз запропонованої математичної моделі приведений на рис. 2.13. На рис. 2.13 а в спільних координатах побудовані характеристики струминного насоса та його гідравлічної системи. Точки перетину характеристик насоса та його гідравлічної системи визначають режимні параметри струминного насоса для кожного з розглянутих співвідношень діаметрів $d_{вс}/d_{рн}$ (рис. 2.13б) побудована з використанням графіка, приведенного на рис. 2.13 а. Отримані значення коефіцієнта інжекції дозволяють визначити розподіл потоків в гідравлічній системі пристрою для промивання піскових пробок.



а)



б)

а) визначення робочих точок струминного насоса для різних співвідношень діаметрів всмоктувального патрубкa та робочої насадки:

$$1 - \frac{d_{вс}}{d_{рн}} = 1; 2 - \frac{d_{вс}}{d_{рн}} = 1,414; 3 - \frac{d_{вс}}{d_{рн}} = 3; 4 - \frac{d_{вс}}{d_{рн}} = 4; 5 - \frac{d_{вс}}{d_{рн}} = 5$$

б) залежність коефіцієнта інжекції i та відносного напору струминного насоса від співвідношення діаметрів $\frac{d_{вс}}{d_{рн}}$

Рисунок 2.13 - Визначення режиму роботи ежекційної системи пристрою для промивання піскових пробок

2.3.3 Розробка конструкції пристрою для промивання піскових пробок

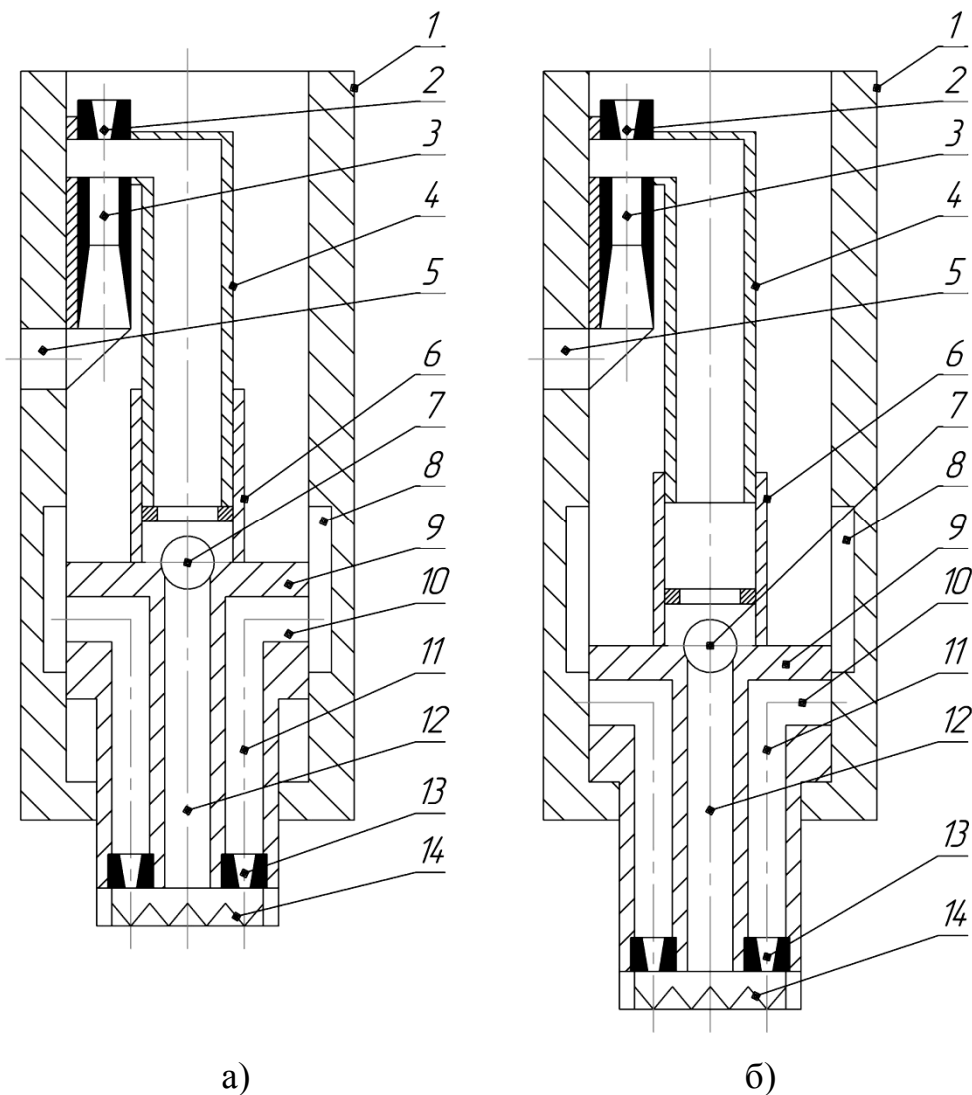
Розробка конструкції передбачає синтез принципової схеми пристрою, встановлення оптимальних розмірів складових елементів та визначення послідовності проведення технологічних операцій, які забезпечують максимальну ефективність застосування ежекційної системи.

Пристрій складається з розміщеної в корпусі 1 робочої насадки 2 (рис. 2.14) струминного насоса, камери змішування з дифузorzом 3, верхнього 4 та нижнього 6 центрального патрубкa, клапанного вузла 7 та рухомої плити 9. Корпус 1 містить радіальне вікно 5 та внутрішній канал 8. Рухома плита 9 містить центральний рухомий канал 12, який перекривається клапаном 7 і радіальні 10 та осьові 11 канали. В нижній частині плити 9 розміщені промивальні насадки 13 та коронка для руйнування піскової пробки 14. Центральні патрубкa 4, 6 утворюють верхнє телескопічне з'єднання, а нижня частина плити 9 та корпуса 1 утворюють нижнє телескопічне з'єднання. У випадку розвантаження пристрою на вибій плита 9 знаходиться у крайньому верхньому положенні, внаслідок чого має місце гідравлічний зв'язок внутрішньої порожнини НКТ (через канали 8, 10 та 11) з промивальними насадкaми 13.

Робочий процес пристрою полягає в наступному. Колона НКТ з пристроєм розвантажується на вибій і фіксується від зміщення в осьовому напрямку. Робоча рідина по колоні НКТ надходить у внутрішню порожнину пристрою.

Частина загального потоку подається на робочу насадку 2, а частина через внутрішню порожнину пристрою та канали 8, 10, 11 – на промивальні насадки 13. Внаслідок незначної витрати рідини, яка надходить на робочу насадку 2 розрідження, яке створюється в порожнинах патрубків 4, 6 є недостатнім для спрацьовування клапана 7 і підсмоктування рідини не

відбувається. Внаслідок комбінованої дії гострих виступів коронки 14 та високонапірних струменів, які виходять з насадок 13 відбувається руйнування піскової пробки і плита 9 поступово зміщується в низхідному напрямку. Низхідний рух плити 9 зумовлений дією “гідралічної пружини”, яка утворюється внаслідок втрат тиску в промивальних насадках 13.



а) режим промивання піскової пробки; б) режим видалення піску
 1 – корпус; 2 – робоча насадка струминного насоса; 3 – камера змішування з дифузором; 4 – верхній центральний патрубок; 5 – наскрізне вікно;
 6 – нижній центральний патрубок; 7 – зворотній клапан; 8 – внутрішній канал; 9 – плита; 10 – радіальні канали; 11 – осьові канали; 12 – центральний канал; 13 – промивальні насадки; 14 – коронка

Рисунок 2.14 - Принципова схема пристрою для промивання піскових пробок

Після досягнення плитою 9 граничного нижнього положення припиняється гідравлічний зв'язок радіальних отворів 10 та внутрішнього каналу 8 і весь потік рідини, що надходить на НКТ, прямує на робочу насадку 2 струминного насоса. На виході робочої насадки 2 та в порожнині патрубків 4, 6 утворюється зона низького тиску, клапан 7 відкривається і рідиннопіщана суміш по центральному каналу 12 надходить в проточну частину струминного насоса. Після проходження камери змішування з дифузоровим піщанорідинна суміш через радіальне вікно 5 надходить в затрубний простір свердловини і далі прямує до її устя.

Визначимо діаметри робочої насадки $d_{рн}$, камери змішування d_k та всмоктувального патрубка $d_{вс}$, які забезпечують максимальний ККД ежекційної системи.

$$\left(\frac{d_{вс}}{d_{рн}}\right)_{опт} = 2,525 i_{опт}^{0,5} \left(\frac{1 - h_{опт}}{h_{опт}}\right)^{0,25}. \quad (2.24)$$

Після підстановки визначених оптимальних співвідношень відносного напору та коефіцієнта інжекції $h_{опт} = 0,2036$; $i_{опт} = 0,575$

$$d_{рн} = 0,3714 d_{вс}. \quad (2.25)$$

Оптимальний діаметр камери змішування визначаємо враховуючи очевидні співвідношення

$$\frac{f_k}{f_{рн}} = K_{сн,опт}; \left(\frac{d_k}{d_{рн}}\right)^2 = K_{сн,опт}; d_k = K_{сн,опт}^{0,5} d_{рн} \quad (2.26)$$

Після підстановки значення оптимального геометричного параметра $K_{сн,опт} = 4,94$ отримаємо $d_k = 2,223 d_{рн}$.

Отримані співвідношення показані в графічній формі на рис. 2.15. Приведені на рис. 2.15 графічні залежності забезпечують роботу ежекційної системи в зоні максимальних ККД. Визначені оптимальні значення діаметрів d_k , $d_{рн}$ дозволяють відповідно до відомої методики розрахувати довжину камери змішування та геометричні розміри дифузора струминного насоса.

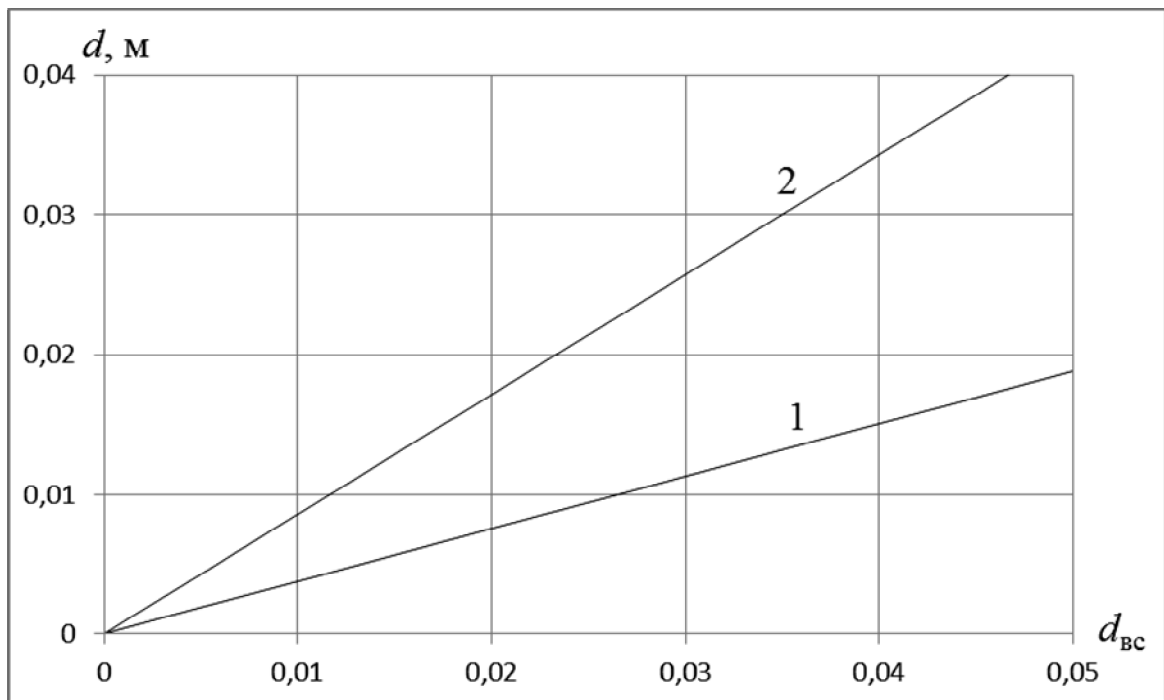


Рисунок 2.15 - Вибір оптимального діаметра робочої насадки (1) та камери змішування (2)

Визначимо гідравлічний опір пристрою для двох режимів його роботи. Враховуючи особливості розрахунку паралельних потоків запишемо систему рівнянь балансу витрат для вузлових точок та втрат напору в ланках системи

$$\sum Q = 0; \tag{2.27}$$

$$\sum h_1 = \sum h_2,$$

де перше рівняння визначає баланс витрат для вузлової точки "а", а друге рівняння характеризує рівність втрат напору в паралельних ланках ab (рис. 2.12).

$$Q_n = Q_p + Q_{п}; \tag{2.28}$$

$$\frac{\rho Q_p^2}{2\mu_{рн}^2 f_{рн}^2} = \frac{\rho Q_{п}^2}{2\mu_{п}^2 f_{п}^2}, \tag{2.29}$$

де $f_{п}$ – сумарна площа промивальних насадок.

$\mu_{п}$ – коефіцієнт витрати промивальних насадок.

У випадку однакої конструкції насадок $\mu_{рн} = \mu_{п}$

$$\frac{Q_p^2}{f_{рн}^2} = \frac{Q_{п}^2}{f_{п}^2}. \quad (2.30)$$

Після спільного розв'язку рівнянь отримаємо

$$Q_p = \frac{Q_{н}}{1 + \frac{f_{п}}{f_{рн}}} = \frac{Q_{н}}{1 + 3 \left(\frac{d_{п}}{d_{рн}} \right)^2}, \quad (2.31)$$

де $d_{п}$ – діаметр промивальних насадок.

Останнє рівняння спрощується у випадку рівності діаметрів насадок насоса та промивальних насадок $d_{п} = d_{рн}$, тобто $Q_p = 0,25Q_{н}$. Тоді втрати тиску в системі для випадку промивання пробки та видалення піску становлять

$$\Delta P_{рн1} = \frac{\rho(0,25Q_{н})^2}{2\mu_{рн}^2 f_{рн}^2}, \quad (2.32)$$

$$\Delta P_{рн2} = \frac{\rho Q_{н}^2}{2\mu_{рн}^2 f_{рн}^2}.$$

Тоді зменшення втрат тиску та навантаження на поверхневий насос в процесі зміни режиму роботи пристрою становить

$$\frac{\Delta P_{рн2}}{\Delta P_{рн1}} = 16.$$

Отримане значення раптової зміни тиску може бути використане в процесі контролю режиму роботи пристрою в процесі промивання піскової пробки.

2.4 Використання методу скінченних елементів і пакету програм SolidWorks[®] і CosmosFlowworks[®] для дослідження омагнічуючого пристрою при попередженні солевідкладень

Видобуток нафти – надзвичайно складний процес, який полягає у транспортуванні флюїду з пласта на поверхню, до пунктів збору і підготовки. Від якісного його проведення залежить не тільки безаварійна робота свердловини, а і стабільні прибутки організацій, які цим займаються.

При видобутку нафти постає багато проблем, пов'язаних в основному із частими поломками і виходом із ладу нафтогазопромислового обладнання. Однією із вагомих причин, які призводять до цього, є відкладення солей на нафтогазопромисловому обладнанні.

Найбільш інтенсивно проходять процеси відкладення солей на колоні штанг, насосно-компресорних труб, арматурі свердловини. Солі також відкладаються у викидних лініях і колекторах, на робочих деталях і вузлах свердловинних насосів тощо. В результаті постійного контакту обладнання із агресивним середовищем виникають корозійні, а згодом корозійно-втомні пошкодження і руйнування, причинами яких є:

- закупорювання колони насосно-компресорних труб, арматури і викидних ліній;
- вихід з ладу насосного обладнання;
- обрив колони насосних штанг і насосно-компресорних труб;
- поломки наземного і свердловинного обладнання .

Ліквідація таких серйозних аварій потребує значних затрат часу, коштів і зусиль, крім цього під час ремонтів чи ліквідації аварій свердловина простоює. Тому роботи пов'язані зі запобіганням виникнення солевідкладень є актуальними.

На даний час для запобігання солевідкладень використовують різні способи і методи, в тому числі метод магнітної обробки пластового флюїду.

Серед інших даний метод відрізняється простотою і хорошими результатами використання. Крім цього він має ряд суттєвих переваг :

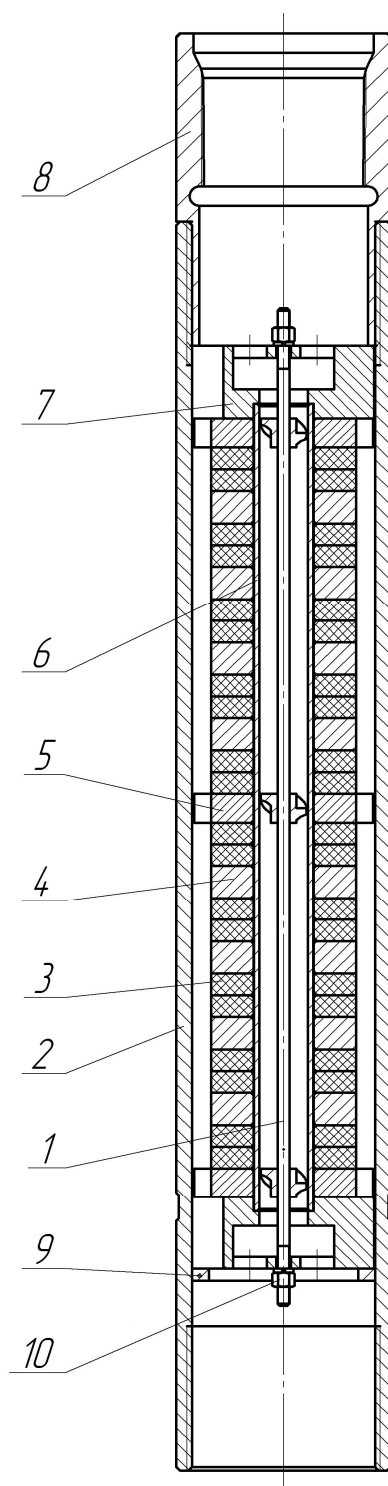
- не вимагає зміни технології проведення основних робіт;
- не ставить додаткових вимог до технологічного обладнання;
- не становить потенційної загрози життю і здоров'ю людей чи навколишньому середовищу;
- не впливає на хімічний склад видобутого флюїду;
- є повністю екологічно чистим;
- обладнання яке використовується для реалізації методу недороге, має просту конструкцію, довговічне, надійне та не потребує додаткового обслуговування.

Метод магнітної обробки полягає в тому, що полем напруженості діють на потік флюїду. Цією дією досягають зміни властивостей флюїду для досягнення основної мети.

Було розроблено різні конструкції омагнічуючих пристроїв для попередження солевідкладень. За даними досліджень конструкції постійно вдосконалювались. Були виявлені фактори, які тим чи іншим чином впливають на роботу пристроїв.

На даний час в результаті узагальнення досвіду в даному напрямку розроблено омагнічуючий пристрій за схемою (див. рис. 2.16). Він складається із корпусу 2, в якому за допомогою кільця 9 і перевідника 8 закріплено магнітну систему. Магнітна система виконана у вигляді набору із магнітів 3, зібраних на відштовхування і полюсників 4, вставлених після кожної пари магнітів, які разом розміщені на діамагнітній трубці 6 та стягуються за допомогою упорів 7, шпильки-завихрювача 1 гайками 10. Шпилька-завихрювач складається із шпильки і трьох приварених завихрювачів, розміщених рівномірно по довжині шпильки. Для реалізації закручування потоку у зовнішньому каналі передбачено три завихрювачі 5, виконані

заодно з полюсниками. Пристрої такої конструкції випробовувались на Шебелинському газоконденсатному родовищі і в НГВУ «Долина нафтогаз».



1 – шпилька-завихрювач, 2 – корпус, 3 – магніт, 4 – полюсник,
5 – полюсник-завихрювач, 6 – діамагнітна трубка 7 – упор, 8 – перевідник,
9 – кільце, 10 – гайка

Рисунок 2.16 – Омагнічуючий пристрій діаметром 89 мм

Дослідження показали, що на ефективність магнітної обробки впливає: напруженість магнітного поля в пристрої; число пар полюсів; швидкість руху флюїду у робочих каналах пристрою, довжина магнітної системи чи час дії магнітного поля; величина масштабу дрібних турбулентних пульсацій; число Рейнольдса для потоку; градієнт поля напруженості; наявність ефекту закручування потоку; магнітна пам'ять оброблюваного середовища.

Недопустимими є значні гідравлічні втрати тиску при проходженні флюїду через омагнічуючий пристрій, так як це негативно вплинуло б на роботу насосного обладнання і свердловини.

Величина напруженості магнітного поля в пристрої забезпечується використанням ферито-барієвих постійних магнітів, яка на протязі довгого періоду часу залишається стабільною (зменшується всього на 5% за 10 років) і становить $20 \cdot 10^4$ А / м. Збільшення напруженості на якість обробки суттєво не впливає, тому використання потужніших магнітів, або електромагнітів є недоцільне з погляду зростання енерговитрат і проблем охорони праці, ускладнення конструкції обладнання, виникнення небезпек пов'язаних із застосуванням електричного струму.

Склад магнітної системи і використання діамагнітної трубки забезпечує стабільність величини магнітної індукції, при цьому магнітні силові лінії проходять перпендикулярно до потоку флюїду. Магнітна система зібрана на відштовхування із використанням полюсників, що забезпечує багатократну магнітну обробку потоку у внутрішньому і зовнішньому каналах.

Оптимальна швидкість потоку флюїду у магнітній системі становить 1-5 м /с. Час магнітної обробки взаємопов'язаний із швидкістю, і його зміна в магнітному пристрої без зміни швидкості неможлива. Тому забезпечення цього параметру є основною умовою ефективною роботи досліджуваного обладнання. Так як швидкість напряму залежить від витрати рідини і площі поперечного перерізу каналу, то при умові незмінності конструкції даний параметр можна забезпечити зміною витрати. Отже даної конструкції

омагнічуючий пристрій може ефективно використовуватися тільки в певному діапазоні значень дебітів свердловин.

Омагнічуючий пристрій – складна гідравлічна система, де конфігурація потоку зазнає суттєвих змін при проходженні через неї. Із цим також пов'язані інші гідравлічні фактори, а саме число Рейнольдса для потоку, наявність і величина масштабу дрібних турбулентних пульсацій, ефект закручування потоку тощо. Точне визначення цих параметрів пов'язано із громіздкими розрахунками, побудованими на наближених методиках гідравліки, що не дають повної картини досліджуваного процесу; так як і експериментальний метод який потребує використання складних методик, дорогого обладнання, великих затрат часу, уважної праці, а отримані результати при цьому не вирізняються своєю якістю і оперативністю.

Тому в даному випадку доцільно використати параметричне моделювання процесу із застосуванням методу скінченних елементів.

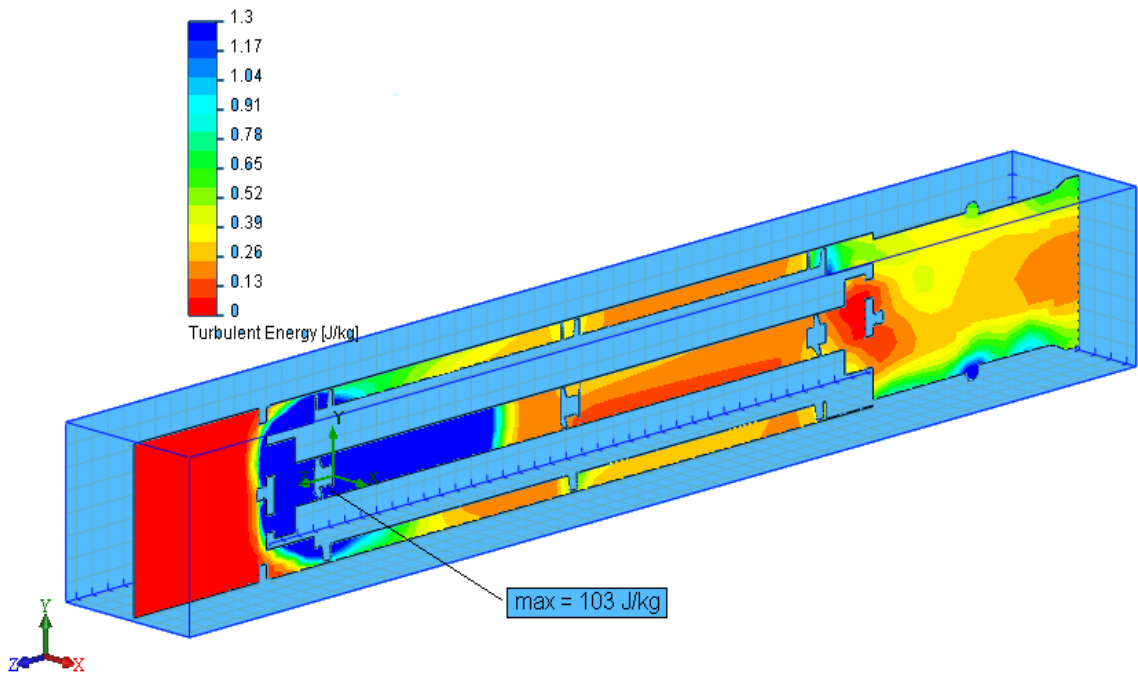
Метод скінчених елементів являє собою ефективний чисельний метод вирішення інженерних та фізичних задач. В основі чисельних методів лежить заміна континуальної моделі дискретною, яка має скінченну кількість невідомих. У зв'язку з тим, що кількість невідомих може бути дуже великою, що вимагає багаторазового застосування обчислювальних процедур, чисельні методи найчастіше застосовують за допомогою комп'ютерів. Метод скінченних елементів вперше був застосований для розв'язку задач будівельної механіки в 1950-х роках і входить в склад десятки найбільш поширених комп'ютерних методів минулого століття. Сьогодні область застосування методу скінченних елементів надзвичайно широка: аналіз напруженого стану складних конструкцій, аналіз швидкостей потоку рідини та газу, аналіз коливань систем, аналіз акустичного та електромагнітного поля та інші задачі. Серед сучасних комп'ютерних програм, які реалізують цей метод можна назвати Ansys®, Nastran®, Cosmos/M®, CosmosWorks®, CosmosFlowWorks®, ICEM CFD®. [87]

В процесі роботи для дослідження гідравлічних параметрів течії було використано пакет програм SolidWorks®, CosmosFlowWorks®. Було створено тривимірну модель омагнічуючого пристрою діаметром 89 мм в реальних розмірах. Проведено гідравлічне моделювання течії флюїду. Отримані діаграми розподілу швидкостей в каналах пристрою (див. рис. 2.17), турбулентної енергії (див. рис. 2.18), втрат тиску (див. рис. 2.19), форми струмин потоку (див. рис. 2.20) і інші. В результаті аналізу отриманих за результатами моделювання даних, визначено діапазон миттєвих витрат Q_{\max} і Q_{\min} , які забезпечуватимуть ефективну роботу даного обладнання, вони рівні:

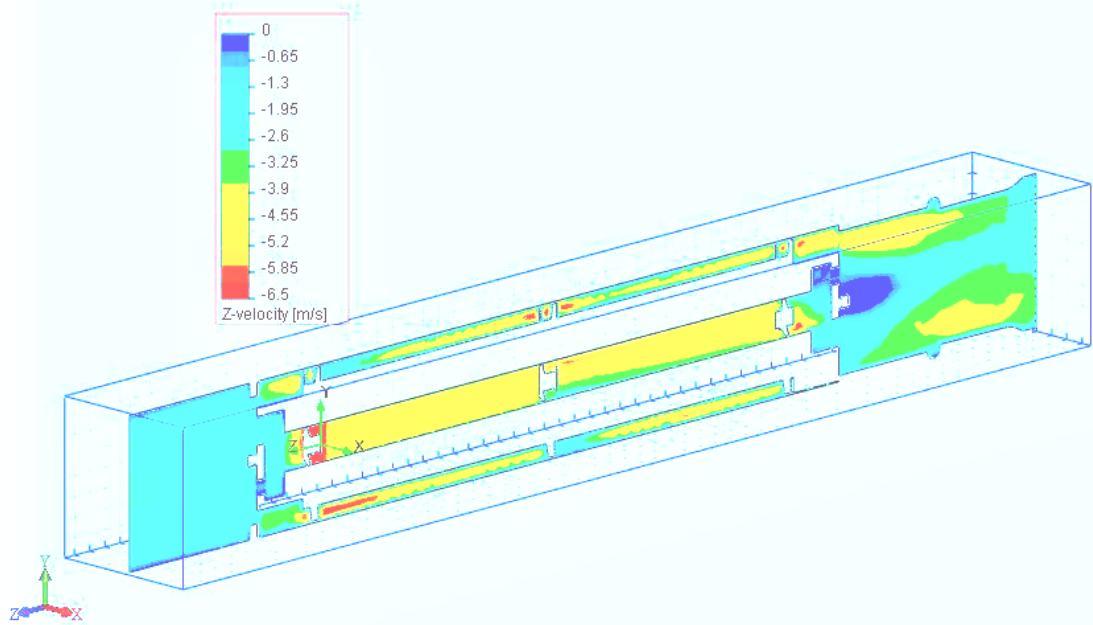
$$Q_{\min} = 0,01 \text{ м}^3 / \text{с} = 864 \text{ м}^3 / \text{добу} , \quad Q_{\max} = 0,025 \text{ м}^3 / \text{с} = 216 \text{ м}^3 / \text{добу} .$$

Порівнюючи із даними, отриманими на Шебелинському ГКР, де подача газорідинної суміші становила 20-48 тис. $\text{м}^3 / \text{добу}$, було отримано позитивний ефект - збільшення міжремонтного періоду у 4-20 разів [2]. Швидкості в каналах пристрою при цьому досягали 200 - 650 м / с, що встановлено за результатами розрахунків. Це говорить про те, що оптимальну швидкість для газорідинних сумішей ще треба визначити.

Отримані результати можна використати в подальших роботах з дослідження і модернізації омагнічуючого пристрою, розширення уявлень про процеси, що відбуваються при протіканні флюїду. Ефективно використовувати комп'ютерне моделювання можна також при проектуванні нового обладнання. Це прискорить виконання проектно-конструкторських робіт і покращить їх якість.



**Рисунок 2.17 – Діаграма розподілу турбулентної енергії в перерізі
омагнічуючого пристрою**



**Рисунок 2.18 – Діаграма розподілу швидкості в напрямку осі Z в
перерізі омагнічуючого пристрою при максимальній подачі .**

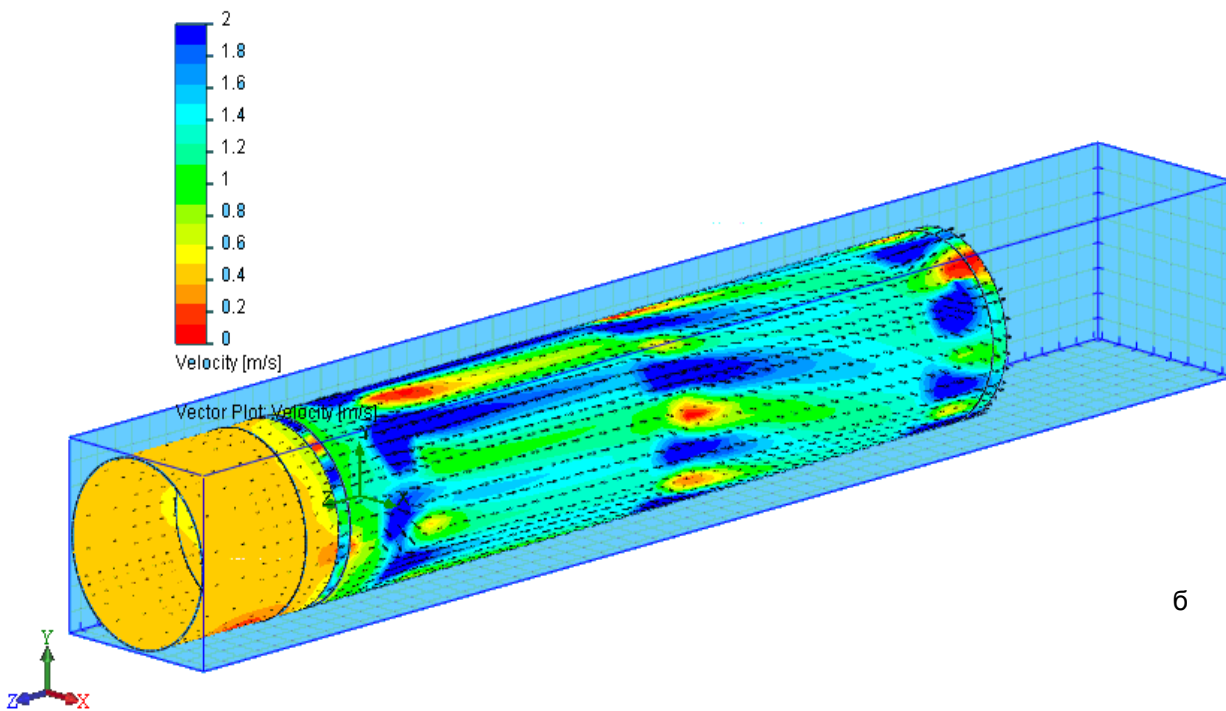
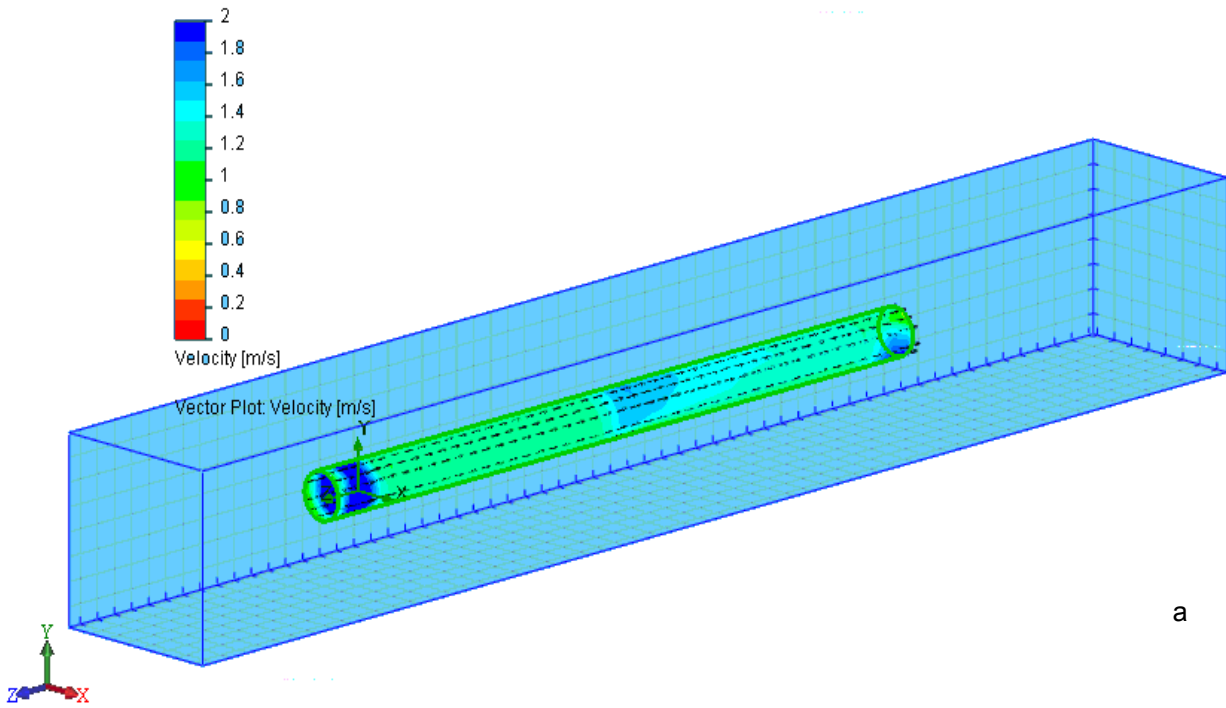
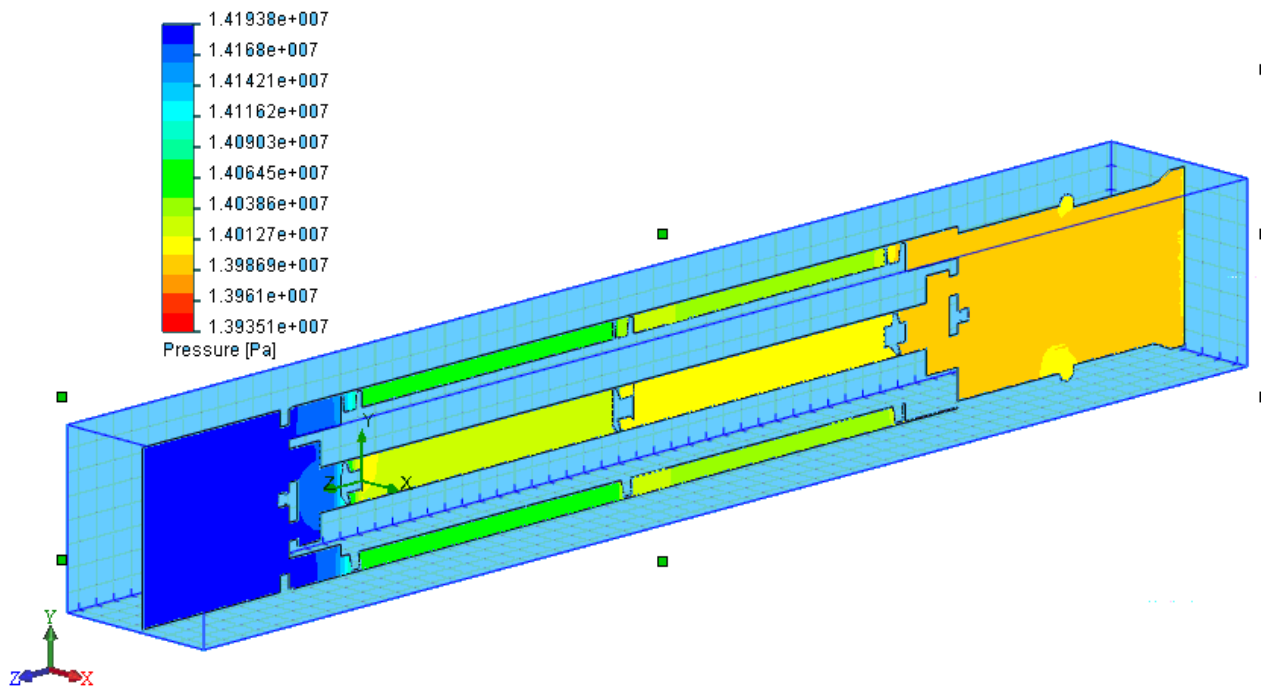


Рисунок 2.19 – Діаграма розподілу швидкості в циліндричній площині а) внутрішнього каналу б) зовнішнього каналу омагнічуючого пристрою при мінімальній подачі



**Рисунок 2.20 – Діаграма розподілу величини статичного тиску
в перерізі омагнічуючого пристрою**

Література

1. Скважинные насосные установки для добычи нефти /В.Н. Ивановский, В.И. Дарищев, А.А. Сабиров и др.] – М. : ГУП Изд-во "Нефть и газ", РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2002. – 824 с.
2. Палиця І.П. Стан та напрямки удосконалення систем розробки родовищ нафти і газу ВАТ "Укрнафта" / І.П. Палиця, М.П. Гнип, В.Й. Прокопів, В.М. Дорошенко // Вісник НГСУ. - 2004. - № 3 с. 9-11.
3. Ришмюллер Г. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами. Пер. с нем. /Генрих Ришмюллер, Хорст Майер. – М.: Фест-Альпине, 1988. – 151 с.
4. Применение нефтедобывающих систем в осложнённых условиях. Обз. информация. – М. : ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, – 1989. – 60с.
5. Копей В.Б. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт:дис. ... канд. техн. наук : 05.05.12 / Копей Володимир Богданович. – Івано-Франківськ, 2004. – 167 с.
6. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами / А.Н. Адонин. – М. : Недра, 1979. – 213 с.
7. Персиянцев М.Н. Добыча нефти в осложнённых условиях / М.Н. Персиянцев. – М. : Недра, – 2000. – 652 с.
8. Кисельман Г.С. Экономическая эффективность предотвращения коррозии в нефтяной промышленности /Г.С. Кисельман. – М. : Недра, - 1988. – 215 с.
9. Мазепа Б.А. Парафинизация нефтесборных систем и промыслового оборудования / Б.А. Мазепа – М. : Недра, 1966. – 180 с.
10. Мурсалова М.А. Разработка и применение способов борьбы с парафиноотложениями на нефтегазовых месторождениях / М.А. Мурсалова, Н.Г. Эфендиев, Н.Н. Кязимова // Обз. информ. :

ВНИЭгазпром. – М., 1986. - 48 с. (серия “Разработка и эксплуатация газовых и газоконденсатных месторождений”, вып.12).

11. Mansoori G.A. Asphaltene, resin, and wax deposition from petroleum fluids / G.A. Mansoori // The Arabian Journal for Science and Engineering. – 1996. - Vol. 21, Number 48. - pp. 707-723.
12. Зарипова Л.М. Разработка низкочастотного гидродинамического пульсатора для повышения эффективности очистки от асфальтосмолопарафиновых отложений нефтепромысловых трубопроводов : автореф. дис. на соиск. науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.02.13 “Машины, агрегаты и процессы” (нефтегазовая отрасль) / Зарипова Лилия Мавлитзяновна ; Уфимский государственный нефтяной технический университет. – Уфа, 2009. – 22 с.
13. Смирнов Л. Эмаль и сталь / Л. Смирнов // Металлы Евразии. – 2002. - № 5. - С. 38-39.
14. Пат. №UA 88804 U, МПК E 21 B 17/00. Пристрій для обертання колони насосних штанг / Копей Б.В., Копей В.Б., Онищук С.Ю.; заявник і власник ІФНТУНГ ; заявл. 24.10.2007; опуб. 25.11.2009, бюл. №22 – 2 с.
15. Пат. №UA 37921 U, МПК E 21 B 17/04. Спосіб зміцнення насосних штанг / Копей Б.В., Копей В.Б., Онищук С.Ю., Онищук О.О. ; заявник і власник ІФНТУНГ ; заявл. 28.07.2008; опуб. 10.12.2008, бюл. №23 – 2 с.
16. Пат. №UA 43301 U, МПК E 21 B 17/00. Пристрій для зміцнення насосних штанг полімерною стрічкою / Копей Б.В., Копей В.Б., Онищук О.О., Онищук С.Ю. ; заявник і власник ІФНТУНГ ; заявл. 24.03.2009; опуб. 10.08.2009, бюл. №15 – 3 с. : іл.
17. Пат. №UA 29453 U, МПК E 21 B 17/04. Пристрій для герметизації муфтового з’єднання труб / Копей Б.В., Онищук С.Ю. ; заявник і власник ІФНТУНГ ; заявл. 03.10.2007; опуб. 10.01.2008, бюл. №1 – 3 с. : іл.
18. Копей Б.В. Сучасні методи боротьби з корозією глибинного обладнання штангових насосних установок / Б.В. Копей, О.О. Онищук,

- С.Ю. Онищук, В.Б. Копей // Нафтогазова енергетика. – 2008 р. - №2. – С. 13-16.
19. Онищук О.О., Онищук С.Ю. Сучасні методи боротьби із корозією глибинного обладнання свердловинної штангової насосної установки / О.О. Онищук, С.Ю. Онищук // VI міжн. конф. Молодих науковців “Інформатика та механіка”, м. Кам’янець-Подільський, 6-8 травня 2008 р. : тези доп. – м. Кам’янець-Подільський, 2008. – С. 56-57.
20. Онищук С.Ю. Сучасні методи профілактики відкладень парафіну на глибинному обладнанні свердловинної штангової насосної установки / С.Ю. Онищук // VI міжн. конф. Молодих науковців “Інформатика та механіка”, м. Кам’янець-Подільський, 6-8 трав. 2008 р. : тези доп. – м. Кам’янець-Подільський, 2008. – С. 53-54.
21. Онищук О.О. Пристрій для обертання колони насосних штанг / О.О. Онищук, С.Ю. Онищук, Б.В. Копей, В.Б. Копей // всеукр. наук.-практ. конф. “Оптимізація наукових досліджень - 2009”, м. Миколаїв, 17 черв. 2009 р. : тези доп. – м. Миколаїв, 2009. – С. 222-224.
22. Гімер П.Р. Розрахунок величини крутного моменту, створюваного лопатями протектора насосних штанг / П.Р. Гімер, Б.В. Копей, О.О. Онищук, С.Ю. Онищук, В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009 р. - №4(33). – С. 63-67.
23. Гімер П.Р. Визначення раціональних параметрів протектора насосних штанг / П.Р. Гімер, Б.В. Копей, О.О. Онищук, С.Ю. Онищук, В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010 р. - №1(34). – С. 73-81.
24. Онищук С.Ю. Ефективні методи підвищення надійності насосних штанг / С.Ю. Онищук // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2009 р. - №2. – С. 58-62.
25. Копей Б.В. Кінематичний аналіз обертача колони насосних штанг черв’ячного типу безперервної дії / Б.В. Копей, С.Ю. Онищук, В.Б.

- Копей, В.Р. Харун, О.О. Онищук // матеріали V Міжнар. наук.-практ. конф. “Наука в інформаційному просторі”, м. Дніпропетровськ, 30-31 жовт. 2009 р., том 1 – м. Дніпропетровськ, 2009. – С. 43-48.
26. Копей Б.В. Метод зміцнення насосних штанг полімерною стрічкою / Б.В. Копей, О.О. Онищук, С.Ю. Онищук, В.Б. Копей // Науковий вісник. – 2009 р. - №1. – С. 92-95.
27. Копей Б.В. Гальмування росту тріщин в насосних штангах полімерними композиційними стрічками / Б.В. Копей, С.Ю. Онищук, О.О. Онищук, В.Б. Копей, І.І. Стеліга // Науковий вісник. – 2009 р. - №4(22). – С. 92-100.
28. Онищук С.Ю. Пристрій для герметизації муфтових з’єднань насосно-компресорних труб / С.Ю. Онищук, Б.В. Копей, О.О. Онищук, В.Б. Копей // збірник наук. праць міжнар. наук.-практ. конф. “Перспективные инновации в науке, образовании, производстве и транспорте ‘2009””, м. Одеса, 15-30 черв. 2009 р., том 1 – м. Одеса, 2009. – С. 77-79.
29. Борьба с отложениями парафина / [под ред. д.т.н. Г.А. Бабаляна]. – М. : Недра, 1965. – 136 с.
30. Насыров А.М. Способы борьбы с отложениями парафина / А.М. Насыров. – М. : ВНИИОЭНГ, 1991. – 44 с.
31. Люшин С.Ф. Борьба с отложениями парафина при добыче нефти / [С.Ф. Люшин, В.А. Рассказов, Д.М. Шейн-Али и др.]. – М. : Государственное научно-техническое издательство нефтяной и горно-топливной литературы, 1961. – 95 с.
32. Коршак А.А. Основы нефтегазового дела. Учебник для ВУЗов / А.А. Коршак, А.М. Шаммазов. – Уфа : ООО "ДизайнПолиграфСервис", 2001. – 544 с. : ил.
33. Полищук Ю.М., Яценко И.Г. Физико-химические свойства нефтей: статистический анализ пространственных и временных изменений. – Новосибирск: Изд-во СО РАН, филиал “Гео”, 2004. – 109 с.

34. Голонский П.П. Борьба с парафином при добыче нефти. - М.: Гостоптехиздат, 1960. - 88 с.
35. Люшин С.В. О влиянии скорости потока на интенсивность отложения парафинов в трубах / С.В. Люшин, Н.Н. Репин // Сб. борьба с отложениями парафина. – М. : Недра, 1965. – 340 с.
36. Тронов В.П. Механизм образования смоло-парафиновых отложений и борьба с ними / В.П. Тронов. – М. : Недра, 1970. – 192 с.
37. Нагимов Н.М. Эффективность воздействия на асфальтосмолопарафиновые отложения различных углеводородных композитов / Н.М. Нагимов, Р.К. Ишкаев, А.В. Шарифуллин, В.Г. Козин // Нефть России. Техника и технология добычи нефти. – 2002. – №2. - С. 68-70.
38. Тронов В.П. Об условиях формирования АСПО на поздней стадии разработки / В.П. Тронов, А.И. Гуськов, Г.М. Мельников // Проблемы нефтегазового комплекса России. Горное дело : Тезисы докладов Междунар. Науч.-техн. конф. – Уфа : Изд-во УГНТУ, 1998. - С.106-108.
39. Люшин С.Ф. Опыт борьбы с отложениями парафина / С.Ф. Люшин, В.А. Рассказов // РНТС. ВНИИОНГ. – 1967. – 67 с.
40. Чертков Я.Б. Неуглеводородные соединения в нефтепродуктах / Я.Б. Чертков. – М. : Химия, 1964. – 228 с.
41. Тиндин Л.Т. К вопросу о механизме коррозии металлов в углеводородах / Л.Т. Тиндин // Докл. АН СССР, 1950. – №2, т. 71. – С. 357.
42. Васильченко Г.С. Практическое применение механики разрушения для оценки прочности конструкций / Г.С. Васильченко, П.Ф. Кошелев. – М. : Наука, – 1974. – 148 с.
43. Hocy G.R. Dependence of stress corrosion cracking of parent, heat, affected zone, and weld metal of HSLA line - pipe steel on potential / G.R. Hocy, R.R. Ramsiigh, J.T. Bowker // Corros. Monitor. Ind. Plants Using Nondestr. -

- TTest and Electrochem. Meth. Symp.(Montreal, May 22-24, 1984). – Philadelphia, Pa, 1986. – P. 386-403.
44. Онищук О.О. Оцінка характеристик матеріалів нафтогазопроводів при внутрішньотрубній корозії : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.13 / Онищук Ольга Олександрівна. – Івано-Франківськ, 2004. – 145 с.
 45. Кистяковский В.А. Коррозия железа при контакте с границей двух фаз / В.А. Кистяковский // Труды июньской сессии АН СССР. – М. : Изд-во АН СССР, 1932. – С. 37–42.
 46. Groysman G. A study of Corrosion of mild steel in mixtures of petroleum Distillates and Electrolytes / G. Groysman, N. Erdman // Corrosion, XII, 2000. – P. 1266–1271.
 47. Шпарбер И.С. Исследование водородного разрушения стали в сероводородных электролитах / И.С. Шпарбер, А.В. Шрейдер // Наводораживание металлов и борьба с водородной хрупкостью. – М. : Знание, 1968. – С. 101
 48. Жук Н.П. Курс коррозии и защиты металлов / Н.П. Жук – М. : Metallurgia, 1976. – 352 с.
 49. Андреюк Е.И. Исследование микробиологической коррозии магистральных трубопроводов и рекомендации по рациональной защите от нее / Е.И. Андреюк, И.А. Козлова, Ж.Б. Коптева // Экспресс информ. (ВНИИЭГазпром). – Хим. пром.-сть. – 1966. – Вып.2. – С.11–12.
 50. Герцог Э. Коррозия сталей в сероводородной среде. Коррозия металлов. / Э. Герцог / – М. : Metallurgia, 1964. – С. 31-38.
 51. Гоник А.А. Коррозия железа в присутствии сероводорода в двухфазной системе электролит-углеводород / А.А. Гоник // Докл. АН СССР. – 1960. – №2, т. 135. – 1637 с.
 52. Гоник А.А. Коррозия нефтепромыслового оборудования и меры ее предупреждения / А.А. Гоник. – М. : Недра, 1976. – 233 с.

53. Круман Б.Б. Исследование защитных покрытий глубиннонасосных штанг / Б.Б. Круман, В.В. Сизая, А.А. Гейбович [и др.] // В сб. : Совершенствование систем разработки и эксплуатации нефтяных и газовых месторождений Нижнево Поволжья. Труды Волгоград НИПИНефть. – В / град, 1983. – с.89-90.
54. Мазепа Б.А. Защита нефтепромыслового оборудования от парафиновых обложений / Мазепа Б.А. – М. : Недра, 1972. – 142 с.
55. Ибрагимов Г.З. Химические реагенты для добычи нефти: Справочник рабочего / Г.З. Ибрагимов, В.А. Сорокин, Н.И. Хисамутдинов. – М. : Недра, 1986. – 240 с.
56. Малышев А.Г. Выбор оптимальных способов борьбы с парафиноотложением / А.Г. Малышев, Н.А. Черемисин, Г.В. Шевченко // Нефтяное хозяйство. – 1997. – № 9. – С. 62.-69
57. Карпов Б.В. Предупреждение парафиноотложений при добыче нефти из скважин в осложненных условиях путем применения магнитных устройств / Б.В. Карпов, В.П. Воробьев, В.Т. Казаков [и др.] // Нефтепромысловое дело. – 1996. – №12. – С. 17-18.
58. Проскуркин Е.Н. Защитные покрытия. Качество и долговечность труб. / Е.Н. Проскуркин // Национальная металлургия. – 2003. – №5. – С. 86-97.
59. Доломатов М.Ю. Физико-химические основы направленного подбора растворителей асфальтосмолистых веществ / М.Ю. Доломатов, А.Г. Телин // Отчет центрального научно-исследовательского института ЦНИИТЭнефтехим. – 1990. – 35 с.
60. Шкандратов В.И. Антикоррозионная защита. / В.И. Шкандратов, С. Ким // Нефтегазовая Вертикаль. – 2006. – №9-10. – С. 18-22.
61. Копей Б.В. Насосні штанги та труби з полімерних композитів: проектування, розрахунок та випробування / Б.В. Копей, О.В. Максимук,

- Н.М. Щербина [та ін.]. – Львів : ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України, 2003. – 198 с.
62. Фаерман И.Л. Штанги для глубинных насосов / И.Л. Фаерман. – Баку : Азнефтеиздат, 1955. – 323 с.
63. Копей Б.В. Защитные покрытия для глубиннонасосных штанг / Б.В. Копей, С.И. Тараевский // Обз. информация. сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». – М. : ВНИИОЭНГ, 1982. – 36 с.
64. Проскуркін Є.Н. Досвід експлуатації насосно-компресорних труб та насосних штанг з дифузійним цинковим покриттям / Є.Н. Проскуркін, Н.Ю. Норвілло, А.І. Сухомлин, А.М. Гнатюк // Нафтова і газова промисловість. – 1997. – №3. – С. 28-31.
65. Тараевский С.И. Защита глубиннонасосных штанг от коррозионно-механического разрушения при эксплуатации в сероводородсодержащих средах / С.И. Тараевский, Б.В. Копей, В.П. Коваль // Обз. информация сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». – М. : ВНИИОЭНГ, 1981. – 43 с.
66. Саакян Л.С. Повышение штанг алюминированием / Л.С. Саакян, И.А. Соболева, Ю.И. Толкачев, И.В. Пастухов // РНТС. ВНИИОЭНГ. сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». – 1974. – №11. – С. 19-21.
67. Жолудев М.Д. Диффузионное цинкование насосных штанг / М.Д. Жолудев, Е.В. Проскуркин, Н.С. Гарбунов [и др.] // Нефтяное хозяйство, 1972. – №9. – С. 53-55.
68. Копей Б.В. Методи підвищення корозійно-втомної міцності насосних штанг / Б.В. Копей, І.І. Стеліга, В.Б. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. серія : “Нафтогазопромислове обладнання”. – 2001. – №4. – С. 8-25.
69. Тараевский С.И. Повышение долговечности насосных штанг, эксплуатирующихся в сероводородсодержащих средах. Дисс. ... канд.

- техн. наук : 05.04.07 / Тараевский Степан Йосипович. – М. – 1984. – 178 с.
70. Протасов В.Н. Полимерные покрытия нефтепромыслового оборудования. Справочное пособие / В.Н. Протасов. – М. : Недра, 1994. – 224 с.
71. Векерик В.И. Уравнения равновесия участков бурильной колонны в скважине произвольно ориентированной в пространстве: Монография / В.И. Векерик, В.М. Мойсишин. – 2-е изд., испр. – Ивано-Франковск : Факел, 2007. – 138 с.
72. Мойсишин В.М. Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловин роторним способом: дис. ... докт. техн. наук : 05.05.12. / Мойсишин Василь Михайлович. – Івано-Франківськ, 1996 – 498 с.
73. Мойсишин В.М. Про натуральні граничні умови на долоті при розв'язку загальної задачі стійкості бурильної колони / В.М. Мойсишин, Є.І. Крижанівський, І.В. Воевідко // Нафтогазова енергетика. – 2007. – №1. С. 44-49.
74. Александров М.М. Силы сопротивления при движении труб в скважине / М.М. Александров. – М. : Недра, 1978, - 208 с.
75. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление / Н.С. Пискунов. М. : Недра, 1970. Т.2. – 1970. – 482 с. : ил.
76. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины / А.А. Угинчус. – Харків: в-во Харківського у-ту, 1970. – 396 с.
77. Вигодский М.Я. Справочник по элементарной математике / М.Я. Выгодский. – Л. : “Печатный двор”, 1958. – 412 с.
78. Охорзин В.А. Прикладная математика в системе MATHCAD. / В.А. Охорзин – СПб. : Лань, 2008. – 352 с.
79. Гімер Р.Ф. Основи газової динаміки. Навчальний посібник / Р.Ф. Гімер, П.Р. Гімер. – Івано-Франківськ : Факел, 2000. – 228 с.

80. Любимов Г.А. Теория и расчет осевых многоступенчатых турбин турбобуров / Г.А. Любимов, Б.Г. Любимов. – Л. : Гостоптехиздат, 1963. – 180 с.
81. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик : [под ред. М.О. Штейнберга.]. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с.
82. Гідравліка : Підручник / [під ред. Н.С. Науменко] – Рівне : РДТУ, 2001. – 361с.
83. Андріішин М.П. Гідравліка. Навчальний посібник / М.П. Андріішин, Л.В. Возняк, Р.Ф. Гімер [та ін.]. – Івано-Франківськ : Факел, 2000. – 253 с.
84. Кармазін В. В. Курс загальної фізики. Навчальний посібник / В.В. Кармазін, В.В. Семенець – К. : Кондор, 2008. – 760 с.
85. Мюррей Д.. Solid Works / Дэвид Мюррей. – М. : Лори, 2001. – 458 с.
86. Механіка руйнування і міцність матеріалів. Довідн.посібник / Під заг. ред. В.В. Панасюка. – К. : Наукова думка. Т.10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / Під ред. В.І. Похмурського, Є.І. Крижанівського. – Львів – Івано-Франківськ, ФМІ ім. Г.В. Карпенка НАН України, ІФНТУНГ, 2006. – 1193 с.
87. Копей Б.В. Використання методу скінченних елементів та тривимірного комп'ютерного моделювання для конструювання та оптимізації параметрів нафтогазового обладнання: Навчальний посібник / Б.В. Копей, В.Б. Копей. – Івано-Франківськ : Факел, 2008. – 117 с.
88. Харун В.Р. Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.12. / Харун Віктор Романович. – Івано-Франківськ, 2004 – 189 с.
89. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин / В.А. Зиновьев – М.: Наука, 1975. – 384 с.

90. Коренько А.С. Теория механизмов и машин / А.С. Коренько. – К. : Вища школа, 1976. – 444 с.
91. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Недра, 1988. – 254 с.
92. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление / Н.С. Пискунов. М. : Недра, 1970. Т.1. – 1970. – 456 с. : ил.
93. Васильев А. Н. Maple 8. Самоучитель / А.Н. Васильев. К. : – Диалектика, 2003. - 352 с.
94. А.с. SU 1216320 А МПК E21 B 17/04, 17/08, F16 L 15/04. Устройство для герметизации муфтовых соединений труб. / Р.Н. Рахманов, Х.А. Асфандияров. - № 3724450/22-03; Заявлено 09.04.84; Опубл. 07.03.86. Бюл. № 9. – 3 с.: ил.
95. Пат. UA 55847 А, МПК E21B17/04. Пристрій для герметизації муфтових з'єднань труб / В.Б.Копей, Б.В.Копей, Б.М.Костур, І.І.Стеліга - № 2002075586; Заявлено 08.07.2002; Опубл. 15.04.2003. Бюл. № 4. – 2с.
96. Стойкость буровых долот / под. ред. К.Б. Кацова. – К. : Наукова думка, 1979. – 244 с.
97. Алешин Н.П. Ультразвуковая дефектоскопия : Справ. пособие / Н.П. Алешин, В.Г. Лупачев. М. : Высшая школа, 1987. – 271 с.
98. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко. – К. : Вища школа, 1993. – 671 с.
99. Копей Б.В. Опыт упрочнения новых и восстановления ресурса бывших в эксплуатации насосных штанг / Б.В. Копей, Я.Т. Федорович, Ю.С. Сычев, Г.А. Лесовой // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1991. – №28. С. 104-110.
100. Копей Б.В. Науково-технологічні методи комплексного підвищення ресурсу деталей свердловинного нафтогазового обладнання : дис. ...

докт. техн. наук : 05.05.12 / Копей Богдан Володимирович. – Івано-Франківськ, 1996 р. – 486 с.

101. Шайдаков В.В. Технические средства борьбы с АСПО / Шайдаков В.В., Каштанова Л.Е., Емельянов А.В. // Нефтяное хозяйство.-2004-№4.- с 28-31
102. Долматов М.Ю. Физико-химические основы направленного подбора растворителей асфальтосмолистых веществ / Долматов М.Ю., Темин А.Г. // Отчет центрального научно-исследовательского института ЦНИИГЭнефтехим, 1990.-35 с.
103. Ибрагимов Г.З. Химические реагенты для добычи нефти: [Справочник рабочего] / Ибрагимов Г.З., Сорокин В.А., Хисамутдинов Н.И. .- М.: Недра, 1986.-240с.
104. Технология капитального и подземного ремонта нефтяных и газовых скважин: [учеб. для вузов] / Ю.М. Басарыгин, А.И. Булатов, Ю.М. Проселков. - Краснодар: «Сов.Кубань», 2002.-584с.
105. Pacheco-Sanches J.H. and Mansoori G.A. “In Situ remediation of heavy organic deposits using aromatic solvents”. Proceedings of 5th Latin American and Caribbean Petroleum Engineering Conference and Exhibition, SPE Paper # 38966,13 p, 1997.
106. Oil & Gas Production – Paraffin&Asphaltene Controllers.
107. Бойко В.С Розробка та експлуатація нафтових родовищ / Бойко В.С – К.: ІСДО, 1995.- 496 с.
108. Бойко В.С. Гірничий енциклопедичний словник / В.С.Білецький, В.С. Бойко та ін .- Донецьк: Східний видавничий дім. – Том 1, 2001.- 515 с.
109. Бойко В.С. Експлуатація свердловин у нестійких колекторах: [Монографія]./Бойко В.С., Франчук І.А., Іванов С.І., Бойко Р.В. – К., 2004.- 400с.
110. Технологический режим работы газовых скважин / З.С. Алиев и др.- М.: Недра, 1978.- 279 с.

111. Амиян А.В. Промывка песчаной пробки пеной./Амиян А.В., Васильева Н.П. - М.: ВНИИОЭНГ, 1973.-97 с.
112. Сьюмен Д Справочник по контролю и борьбе с пескопроявлениями в скважинах: Пер с англ./ Перевод и ред. М.А. Уайтера. – М.: Недра, 1984.- 224 с.
113. Ли Г.С. О коэффициенте полезного действия газлифтного подъемника/Ли Г.С., Кундруцкий О.Е. // РНТС ВНИИОНГ. сер. Нефтепромышленное дело.- 1977.- №8.- с.25-27.
114. Світлицький В.М. Поточний та капітальний ремонт свердловин /Світлицький В.М., Ягодовський С.І., Галустьян Г.Р. – К.: Лотос, 2001.- 844 с.
115. Справочник по защите подземных металлических сооружений от коррозии / В.Г. Волков, Н.И.Тесов, В.В. Шуванов. – Л.: Недра, 1975.- 224 с.
116. Эртэ Е.П. Повышение коэффициента полезного действия газлифтных скважин/ Эртэ Е.П., Гречнев Н.П. // Тр. СибННИНЛ.- 1976.- Вып.5.- с.8-11.
117. Копей Б.В. Аналіз конструкції скребків і протекторів для насосних штанг/Копей Б.В., Копей В.Б. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтопромислове обладнання. № 38 (том 4), 2001р.- с 42-52.
118. www.rmenergy.com.
119. Копей Б.В. Визначення критичної висоти піщаної пробки у фільтровій зоні та її вплив на продуктивність свердловини./ Копей Б.В., Кузьмін О.О.// Нафтогазова енергетика. № 2(7), 2008,с.10-12.
120. Каплан Л.С. Эксплуатация осложненных скважин штанговыми насосами: [учебное пособие]/Каплан Л.С., Минигалимов Р.Э. – Уфа: из-во УГНТУ, 1997.- 195 с.

121. Амрафьян М.О. Заканчивание глубоких скважин за рубежом: [Обзорная информация]./Амрафьян М.О., Лебедев С.А., Саркисов Н.М. – М.: ВНИОЭНГ, сер. «Бурение».-1979.-69 с.
122. Гаврилко В.М. Фильтры буровых скважин./Гаврилко В.М., Алексеев В.С. - М.: Недра, 1985.-334 с.
123. Хіміко – фізичні способи кріплення при вибійних зон свердловин / А.Я. Строгий та ін. // Нафтова і газова промисловість. - №1, 1999.- с.37-39.
124. Зотов Г.А. Эксплуатация скважин в неустойчивых коллекторах./Зотов Г.А., Динков А.В., Черных В.А. - М.: Недра, 1987.- 172 с.
125. Пирвердян А.М. Защита скважинного насоса от газа и песка./Пирвердян А.М. – М.: Недра, 1986. – 120 с.
126. Копей В.В. Механічні методи зняття відкладень парафіну та асфальто-смолистих речовин з поверхні свердловинного обладнання./Копей В.В., Кузьмін О.О., Копей В.В. // Нафтогазова енергетика. № 3(8), 2008,с.10-14.
127. Копей В.В. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафінистих нафт: автореферат дисертації кандидата технічних наук: спец. 05.05.12 / Копей Володимир Богданович – Івано-Франківськ, 2004.- 175 с.
128. Application of Fiberglass Sucker Rods. S. G. Gibbs, SPE, Nabla Corp. SPE Production Engineering, May 1991, pp. 147-153
129. Муравьев И.М. Насосная эксплуатация скважин за рубежом./ Муравьев И.М., Мищенко Н.Т. - М.: Недра, 1979.-239 с.
130. Сапожников С.Б. Проектирование узла соединения стеклопластиковых трубчатых штанг глубинного насоса./Сапожников С.Б. // Нефтегазовое дело, 2004 р.
131. Копей В.В. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ «Долинанфтогаз»/Копей В.В., Стеліга І.І. // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ.-2002 р.- № 4 (5).- с.78-80.

132. Тараевский С.И. Анализ поломок глубинно-насосных штанг в НГДУ «Долинанефтегаз»/Тараевский С.И., Копей Б.В. // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. Респ. межведомственный научно-технический сборник. – Вып.18. – Львов: Выща школа, 1982.- с.104-107.
133. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения./Биргер И.А., Иоселевич Г.Б. – М: Машиностроения, 1990.-368 с.
134. Дроздов А.И. Исследование характеристик струйных аппаратов и насосно -эжекторных систем./Дроздов А.И. - М.: РГУ им. И.М. Губкина, 2005.-47 с.
135. Паневник О.В. Контроль та регулювання режиму роботи свердловинних струминних насосів./Паневник О.В., Онацко Р.Г. - Івано-Франківськ: Нова Зоря, 2007.-140 с.
136. Копей Б.В. Втомне руйнування склопластикових насосних штанг при згині /Копей Б.В., Копей В.Б. // Шостий міжнародний симпозіум українських інженерів – механіків у Львові: Тези доповідей. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2003 . – с.26
137. Методика исследования распространения усталостных трещин в призматических образцах при постоянном коэффициенте интенсивности напряжения / Микитишин С.И., Левицкий М.О. - В кн.: Методы и средства оценки трещиностойкости конструкционных материалов. Сб. науч. тр. -Киев: Наук. думка, 1980, - С. 226-228.
138. Круман Б.Б. Глубиннонасосные штанги./Круман Б.Б. - М.: Недра, 1977. - 181с.
139. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с., ил.
140. ANSYS, Inc. Theory Manual . 001369 . Twelfth Edition . SAS IP, Inc. – 2001. - 1266 p.

141. Schnipke R.J., "A Streamline Upwind Finite Element Method For Laminar And Turbulent Flow", Ph.D. Dissertation, University of Virginia, May 1986.
142. Фихманас Р.Ф. Метод ХОУ расчёта ёмкости тел и его связь с вариационными принципами/ Фихманас Р.Ф., Ридберг П.Ш. // ЖТФ. 1970. Т. 40. Вып. 6. С. 1327-1328.4.
143. СОУ11.1-00135390-:2007. Видобування нафти. Глибинонасосний спосіб експлуатації свердловин. Штангові свердловинні насоси.
144. Копей Б.В. Математичне моделювання свердловинних фільтрів каркасно-стержневої конструкції./Копей Б.В., Кузьмін О.О. // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. № 1(17), 2008, с.56-57.
145. ТУ У 11.2-00135390-117-2002. Насосні штанги зі скребками-протекторами. Технічні умови. Введ. 01.07.2003. Без обмеження терміну дії. - Івано-Франківськ, 2002. - 17 с.
146. Бойко В.С. Підземна гідромеханіка./Бойко В.С. -К.: ІСДО, 1995.-288 с.
147. Богданов А.А Струйные аппараты для промывки песчаных пробок в скважинах ./Богданов А.А, Помазкова З.С- М.: Гостоптехиздат, 1960.-84 с.
148. Басарыгин Ю. М. Технология капитального и подземного ремонта нефтяных и газовых скважин: учеб, для вузов/Ю.М. Басарыгин, А.И. Булатов, Ю.М. Проселков. – Краснодар: «Сов. Кубань», 2002. – 584 с.
149. Дроздов А.Н. Методы исследования характеристик жидкостно-газовых эжекторов /Дроздов А.Н., Добоскок О.Б.// Нефтяное хозяйство. – 2001.- №1.-с. 62-65.
150. Паневник А.В. Стендовые испытания виброэжекционного снаряда для бурения скважины/Паневник А.В.// Нефтяная и газовая промышленность.- М.: ВНИИОЭНГ, 1993.- №6,7.- с.7-10.

151. Онацко Р.Г. Обґрунтування раціональних режимів роботи свердловинних струминних насосів. Дис. канд. техн. наук: 05.05.12.- Івано-Франківськ./Онацко Роман Георгійович – 172 с.
152. Загавура Ф.Я. Витратометрія./Загавура Ф.Я., Безвесільна О.М. - К.: Либідь, 1996.- 184 с.
153. Онацко Р.Г. Экспериментальное исследование характеристик скважинной эжекционной системы/Онацко Р.Г.// Нефтепромышленное дело.- 2005.- №7.- с.24-27.
154. ГОСТ Р 51896-2002 Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования.
155. Справочник по добыче нефти / В.В. Андреев, К.Р. Уразаков, В.У. Далимов и др.; Под ред. К.Р. Уразакова. 2000. - 374 с.: ил.
156. Коршак А.А. Основы нефтегазового дела. [Учебник для ВУЗов]./Коршак А.А., Шаммазов А.М. - Уфа ООО «ДизайнПолиграфСервис», 2001 .- 544с.
157. Яшин А.С. Справочник по капитальному ремонту нефтяных и газовых скважин./А.С. Яшин, С.В. Авилов и др. - М.: Недра, 1973, 262 с.
158. Копей Б.В. Використання захисних пристроїв при винесенні піску в процесі штангово-насосної експлуатації нафтових свердловин./ Копей Б.В., Кузьмін О.О. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ, № 4 (29) , 2008, с.10-12.
159. Копей Б.В., Кузьмін О.О., Костур Б.М. Свердловинний фільтр. Патент України на корисну модель №.41009, По заявці № u200815245. 27.04.09. Бюл.№ 8, 2009
160. Патент України на корисну модель №.41553. Газопісочний сепаратор./ Копей Б.В., Кузьмін О.О., Костур Б.М. По заявці № u20081523 2.04.09. Бюл.№ 8, 2009
161. Копей Б.В. Використання склопластикових порожнистих насосних штанги для виносу піску з малодебітних свердловин/Копей Б.В., Кузьмін

- О.О., Копей В.Б.// Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ., №1(34), 2010, с.5-9.
162. Копей Б.В. Розроблення з'єднань склопластикових порожнистих насосних штанг та визначення навантажень на них/Копей Б.В., Кузьмін О.О., Копей В.Б. // Науковий вісник Національного технічного університету нафти і газу. № 1(23), 2010, с.77-83..
163. Копей Б.В. Розроблення та дослідження міцності з'єднань порожнистих насосних штанг./Копей Б.В., Кузьмін О.О., Копей В.Б. // Анотації Міжнародної науково-технічної конференції "Нафтогазова енергетика: проблеми і перспективи".Івано-Франківськ, 20-23 жовтня 2009 р.С.62
164. Кузьмін О.О. Використання склопластикових штанг для виносу піску з свердловини та попередження відкладів АСПР./Кузьмін О.О. // Матеріали ІІІ конференції молодих спеціалістів ВАТ „Укрнафта” Червень 2008р..
165. Копей Б.В. Використання порожнистих склопластикових штанг для виносу піску з свердловини./Копей Б.В., Кузьмін О.О., Копей В.Б. // Анотації Міжнародної науково-технічної конференції молодих вчених „Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії”, Івано-Франківськ, 16-20 вересня 2008 р., с.14.
166. Копей Б.В. Винос піску із свердловини та його сепарація на вході в штанговий насос./Копей Б.В., Кузьмін О.О.// Тези доповідей УІ міжнародної конференції молодих науковців „Інформатика та механіка”, 6-8 травня 2008 року, м. Кам'янець-Подільський, с.34-35.
167. Пути сокращения числа аварий насосных штанг за рубежом // ЭИ. Зарубежный опыт: Нефтепрмысловое дело. ВНИЧОЭНГ, 1986, №9, с.12-14.
168. Промысловые испытания новых конструкций насосных штанг // ЭИ. Зарубежный опыт: Нефтепрмысловое дело. ВНИЧОЭНГ, 1984, №21,с.17-19

169. Пат. UA 35751A, МПК E21B17/00, E16B11/00. Спосіб з'єднання сталюї головки з полімерно-композиційним тілом глибинонасосної штанги / Копей В.Б., Копей Б.В. Копей І.Б. - № 98042004; Заявлено 22.04.1998; Опубл. 16.04.2001. Бюл. №3. – 3с.
170. Пат. UA 50093A, МПК E21B17/02. З'єднання головки насосної штанги з склопластиковим тілом / Копей В.Б., Стеліга І.І., Копей Б.В., Петрина Ю.Д. - № 2001075460; Заявлено 31.07.2001; Опубл. 15.10.2002. Бюл. №10. – 2с.
171. ГОСТ 13877-80. Штанги насосные и муфты к ним. Технические условия = Sucker rods and couplings. Specifications. – Взамен ГОСТ 13877-68; Введ. 01.01.81 до 01.01.86. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 25 с.: ил.
172. А.с. № 1078021 А СССР, МКИ. E 21 В 17/10. Протектор для насосных штанг/ С.Г. Галяветдинов, Н.М. Граханцев, Е.И. Богомольный, Ю.Н. Кузоватов. - № 3398294/22-03; Заявлено 11.01.82; Опубл. 07.03.84; Бюл. № 9. – 3 с.: ил.
173. А.с. № 1530740 А1 СССР, МКИ E 21 В 17/10. Протектор для насосных штанг/ И.Я. Петранюк, Ю.С. Сычев, Б.С. Петровский. - № 4378702/31-03; Заявлено 15.02.88; Опубл. 23.12.89; Бюл. № 47. – 3с.: ил.
174. А.с. № 1448024 А1 СССР, МКИ E 21 В 17/10. Протектор для насосных штанг/ И.Я. Петранюк, Ю.С. Сычев, Б.С. Петровский, Я.Т. Федорович, В.А. Петрыняк - № 4207561/22-03; Заявлено 09.03.87; Опубл. 30.12.88; Бюл. № 48. – 3с.: ил.
175. Пат. UA 50094A, МПК E21B17/02. З'єднання сталюї головки з полімерно-композиційним тілом насосної штанги / Крижанівський Є. І., Копей В.Б., Стеліга І.І., Копей В.Б. - №2001075462; Заявлено 31.07.2001; Опубл. 15.10.2002. Бюл. № 10. – 2с.

176. Сулейманов А.Б. Практические расчеты при текущем и капитальном ремонте скважин. Учебное пособие для техникумов./Сулейманов А.Б., Карапетов К.А., Яшин А.С. - М: Недра,1984.- 224с.
177. Юрчук А.М. Расчеты в добыче нефти./Юрчук А.М., Истомин А.Э. – М: Недра, 1979.-298 с.
178. Копей Б.В. Дослідження ефективності гальмування тріщин корозійної втоми поверхневим зміцненням та нанесенням металополімерних покриттів./Копей Б.В.//Тезиси докладов научно-технічної конференції "Механіка і нові технології", 5-10 вересня 1995. — Севастополь, — С. 75-77.
179. Васильев А.В. Технологии очистки забоя скважины от песка с использованием колтюбинговой установки./Васильев А.В., Дубенко В.Е., Гунькина Т.А.// Нефтепромысловое дело, №11, 2005, с.46-49.
180. Вайншток С.М. Подземный ремонт и бурение скважин с применением гибких труб. / Вайншток С.М., Молчанов А.Г., Некрасов В.И., Чернобровкин В.И. - М.: Издательство Академии горных наук, 1999. - 224 с. : ил.ISBN 5-7892-003В-9
181. Gary S.C. Coiled tubing drilling requires economic and technical analysis // Oil and Gas J. - 1995. - Vol. 93. - N 8. - P. 59-62.
182. Large diameter coiled-tubing drilling // Petroleum Technology. -1997. - Vol. 49. - N 2. - P. 135-136.
183. Зозуля Г.П. Учебное пособие по дисциплине «Нетрадиционные технологии ремонта скважин»./Зозуля Г.П., Гейхман М.Г., Карнаухов М.Л. – 2003 г.-248
184. Сас-Яворский А. Установки для обслуживания скважин с использованием гибких колонн насосно-компрессорных труб/Сас-Яворский А. // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. - 1992. - № 6.
185. Справочная книга по добыче нефти / Под ред.Гиматтудинова Ш.К.М.,1974.-702 с.

186. Звіт про науково-дослідну роботу: проект дорозробки Північно-Долинського родовища, ЦНДЛ, Івано-Франківськ, 2001.
187. Газизов А.А. Увеличение нефтеотдачи неоднородных пластов на поздней стадии разработки. / Газизов А.А. - М.: ООО "Недра-Бизнесцентр", 2002. – 639 с.
188. Щелкачев В.Н. Отечественная и мировая нефтедобыча – история развития, современное состояние и прогнозы./Щелкачев В.Н.– М. – Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2002 .- 132 с.
189. Желтов Ю.П. Механика нефтеносного пласта. /Желтов Ю.П. – М: Недра,1975 . – 216с.
190. Гиматудинов Ш.К. Физика нефтяного и газового пласта. [Учебник]./Гиматудинов Ш.К. – М.:Недра, 1971.-312с.
191. Бурже Ж. Термические методы повышения нефтеотдачи пластов. [Пер. с франц.]/ Бурже Ж., Сурио П., Комбарну М. – М: Недра, 1989. – 422с.
192. Быков И.Ю. Исследование влияния местоположения струйного насоса в съемном керноприемнике на энергетические параметры керноотборного бурового снаряда/Быков И.Ю., Кукьян А.А. // Геология, геофизика и разработка нефтяных и газовых месторождений.- 2002.- №11.-с.38-40.
193. Глебов В.А. Использование струйных насосов при вскрытии зон поглощения/Глебов В.А., Антонов В.Ф. // Бурение.- 1968 .- №3.- с.25-27.
194. Мавлютов М.Р. Эффективность регулирования дифференциального давления эжектированием /[Мавлютов М.Р. Скворцов Ю.П. Логунов В.П. и др.] // Нефтяное хозяйство. – 1998. - №5.-с.39-40.
195. Пат. 2020292 Российской Федерации, МПК⁵ F04F5/10, Наддлотный эжекторный насос / С.В. Евстифьев. - №506223/29; Заявлено 15.09.92; Оpubл. 30.09.94
196. Антропов В.Ф. Технология исследования скважин и воздействия на прискважинную зону эжекторными установками/Антропов В.Ф.,

- Перегинец В.А., Шановский Я.В. // Нефтяное хозяйство. – 2000. - №1. – с.41-43.
197. Зейналов Р.М. Экспериментальное исследования струйных гидросмесителей для приготовления тампонажных растворов/Зейналов Р.М.//Изв. Вузов «Машиностроение» .- 1987.- №5.- с.29-32.
198. Териков В.А. Промысловые исследования скважин Самотлорского месторождения, оборудованных установками пакерных гидроструйных насосов и перспективы развития гидроструйного способа эксплуатации/Териков В.А., Дроздов А.Н. // Нефтепромысловое дело. – 2003. - №4. – с.20-24.
199. Петри Х.Л. Струйный насос для нефтяных скважин/Петри Х.Л., Вильсон П.М., Смарт Э.Э. // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1983. - №12. – с.23-25.
200. Гоул Р. Применение струйных насосов для добычи нефти в отдельных районах/Гоул Р., Гауер Д. // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1987. - №1. – с.11-14.
201. Мищенко И.Т. Исследование работы струйного насоса при откачке сверхвязкой жидкости/Мищенко И.Т., Миронов С.Д.// Техника и технология добычи высоковязкой нефти. – М: МИНГ им. И.М. Губкина. – 1982. - №165. – с.96-107.
202. Мищенко И.Т. Определение необходимого давления перед соплом струйного насоса при его работе в скважине/Мищенко И.Т., Миронов С.Д. // Нефтепромышленное дело. – 1978. - №12. – с.18-21.
203. Пат. 2140581 Российской Федерации, МПК⁶ F04F5/14, Струйный аппарат / А.Ф. Федосеев; А.Р. Александров; С.В. Шелемей и др. - №97116227/06; Заявлено 29.09.97; Опубл. 27.10.99., Бюл. №30.
204. Касымов А.Б. Установки струйных насосов для подъема больших объемов воды из термальных скважин/Касымов А.Б., Мищенко И.Т., Миронов С.Д.// Нефтепромысловое дело . – 1984. - №5. – с.11-12.

205. Пат. 2175857 Российской Федерации, МПК⁷ F04F5/54, Скважинная струйная насосная установка для испытания пластов / З.Д.Хоминец. - №2000126652/06; Заявлено 20.10.2000; Оpubл. 27.10.2001.
206. Хоминец З.Д. Результаты и перспективы применения струйных насосов при поиске, разведке и разработке месторождений/Хоминец З.Д., Косняк И.Н., Лисовский В.С. // Нефтяное хозяйство. – 1998. - №5. – с.72-75.
207. Пат. 2176336 Российской Федерации, МПК⁷ F04F5/02, Способ работы насосно – эжекторной скважинной установки / З.Д.Хоминец. - №2000126978/06; Заявлено 30.10.2000; Оpubл. 27.11.2001.
208. Сазонов Ю.А. Разработка струйных дозирочных насосов/Сазонов Ю.А., Юдин И.С., Маракаев Т.А., Заякин В.И. // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1996. - №2. – с.66.
209. Пат. 2138696 Российской Федерации, МПК⁶ F04F5/54, Тандемная скважинная струйная установка / Л.Х. Ибрагимов, И.Т. Мищенко, Р.Г. Ямпиханов, В.И. Игревский - №99100190/06; Заявлено 11.01.99; Оpubл. 27.02.99, Бюл. №30.
210. Пат. 2100661 Российской Федерации, МПК⁶ F04F5/02, Способ работы насосно – эжекторной скважинной импульсной установки / Ю.В. Верба, С.П. Верес, В.А. Демченко и др. - №96118855/06; Заявлено 23.09.96; Оpubл. 27.12.97.
211. Кукьян А.А. Экспериментальное исследование влияния несоосности расположения насадки и камеры смешения струйного насоса на его рабочие характеристики/Кукьян А.А.// Горная механика. – Пермь: Пермс. политехн. ин-т. – 1976. - №189. – с.95-100.
212. Турк В.И. Насосы и насосные станции./Турк В.И. – М.: Строительство и архитектура, 1953. – 214с.
213. Хохловкин Д.М. Глубинные насосы для водопонижения и водоснабжения./Хохловкин Д.М. – М.: Недра, 1971. – 264с.

214. Сазонов Ю.А. Разработка устройства, снижающего дифференциальное давление на забое скважин и повышающего скорость бурения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.04.07/Сазонов Ю.А. / МИНГ им. И.М. Губкина. – М., 1989.-18с.
215. Паневник О.В. Теоретичні основи побудови узагальнених гідравлічних моделей свердловинних струминних насосів: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.12./Паневник Олександр Васильович/ Івано - Франк. націон. техн. універс. нафти і газу. – Івано – Франківськ, 2000.- 31 с.
216. Губанов Б.Ф., Филиппов П.Г. Исследование влияния электромагнитных полей на интенсивность отложений парафина в нефтесборных коммуникациях/Губанов Б.Ф., Филиппов П.Г. // Нефтепромысловое дело: Научн. – техн. сб. ин-та / ВНИИОНГ. – 1978.- №1. – с.23-25.
217. Использование физических полей для предупреждения отложений парафина при добыче нефти / [Б.В. Карпов, В.П. Воробьев, В.Т. Казаков, М.Н. Персиянцев и др.] // Нефтяное хозяйство. – 1997.- №7. – с. 44-47.
218. Полищук Ю.М. База данных по составу и физико-химическим свойствам нефти и газа (БД нефти и газа)/Полищук Ю.М., Яценко И.Г., Козин Е.С., Ан В.В. //Официальный бюллетень Российского агентства по патентам и товарным знакам.– 2001. - № 3. – С. 340 - 341.
219. Копей Б.В. Дослідження пристрою для промивання пісочної пробки нафтової свердловини./Копей Б.В., Кузьмін О.О.// Матеріали У Міжнар.наук.-практ. конф. "Наука в інформаційному просторі", 30-31 жовтня 2009 року.: В 6 т. – Т.1. – Дніпропетровськ: Біла К.О., 2009 - С. 37 – 42.
220. FiberFlex Shear Device // Проспект фірми FiberFlex Products Ltd.- 1987.

Наукове видання

*Копей Богдан Володимирович
Кузьмін Олександр Олексійович
Онищук Станіслав Юрійович*

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПОПЕРЕДЖЕННЯ ВІДКЛАДЕНЬ АСФАЛЬТОСМОЛИСТИХ РЕЧОВИН, ПАРАФІНУ ТА ПІСКУ

*Затверджено до друку Вченою радою Івано-Франківського
національного технічного університету нафти і газу*

Комп'ютерна верстка виконана авторами

Дизайн обкладинки виконаний *Шостаківським І. І.*

Видавництво Івано-Франківського національного
технічного університету нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна
тел. (03422) 42453, факс (03422) 42139,
<http://nung.edu.ua>, e-mail: public@nung.edu.ua

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ІФ № 18 від 12.03.2003 р.

Підписано до друку _____ Формат **60×84¹/16** Папір офсетний

Ум. друк. арк. _____ Тираж _____ прим. Замовл. № _____