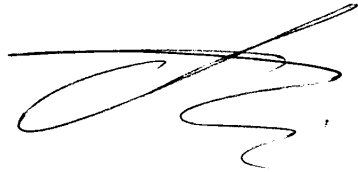


На правах рукопису

Онищук Станіслав Юрійович



УДК 622.276.054

**ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ШТАНГОВОЇ
СВЕРДЛОВИННОЇ НАСОСНОЇ
УСТАНОВКИ ПРИ ВИСОКОМУ ВМІСТІ
ПАРАФІНІВ ТА КОРОЗІЙНИХ АГЕНТІВ У
ПРОДУКЦІЇ СВЕРДЛОВИНИ**

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості

Дисертація на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук.

Всі примірники дисертації ідентичні за змістом.

Науковий керівник:

*Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради*

Копей Богдан Володимирович

доктор техн. наук, професор

№ 20.052.04

Мелетів І.В.

19.07.2010р.

Івано-Франківськ – 2010

d388



d388

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ.....	14
1.1. Відкладення парафінів.....	14
1.2. Корозійна активність середовища.....	22
1.3. Огляд та аналіз сучасних методів для профілактики та боротьби із парафінізацією обладнання свердловинної штангової насосної установки.....	28
1.4. Огляд та аналіз сучасних методів для боротьби із корозійною втомою.....	34
1.5. Висновки до розділу і постановка задач досліджень.....	38
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК СТІЙКОСТІ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ, ЯКА ЗНАХОДИТЬСЯ ПІД ДІЄЮ КОМПЛЕКСУ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ ІЗ ВРАХУВАННЯМ КРУТНОГО МОМЕНТУ, СТВОРЮВАНОВОГО ОБЕРТАЧЕМ.....	40
2.1. Загальна задача стійкості колони насосних штанг. Основні припущення і диференціальні рівняння.....	40
2.2. Врахування впливу рідини.....	45
2.3. Складання граничних умов.....	47
2.4. Розв'язок загальної задачі стійкості.....	50
2.5. Визначення критичних параметрів та дослідження впливу крутного моменту на стійкість колони насосних штанг.....	55
2.6. Висновки до розділу.....	56
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ПРИСТРОЇВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ НА КОЛОНУ НАСОСНИХ ШТАНГ.....	59
3.1. Конструкція пристрою для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг.....	59
3.1.1. Розрахунок величини крутного моменту, створюваного лопатями протектора.....	61

3.1.2. Визначення раціональних параметрів протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг.....	70
3.1.3. Обґрунтування параметрів протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг на основі принципів конструювання турбін турбобурів.....	73
3.1.4. Визначення раціонального значення кута нахилу лопаті на виході з протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг.....	77
3.1.4.1. Розрахунок зусилля, що діє з боку потоку на протектор серійної моделі.....	79
3.1.4.2. Визначення зусилля, що діє з боку потоку на протектор для створення додаткового крутного моменту..	83
3.1.5. Розрахунок крутного моменту, створюваного протектором при русі колони насосних штанг вгору.....	88
3.1.6. Розрахунок зусилля, що діє з боку потоку на протектор для створення додаткового крутного моменту при русі колони насосних штанг вгору.....	90
3.1.7. Конструювання протектора.....	92
3.1.8. Моделювання протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг методом скінченних елементів.....	95
3.2. Кінематичний аналіз обертача колони насосних штанг черв'ячного типу.....	104
3.2.1. Математична модель обертача колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії.....	105
3.2.2. Визначення раціональних значень довжин ланок.....	114
3.2.3. Вплив довжини ходу устьового штока на розмір ланок..	116
3.3. Висновки до розділу.....	118

РОЗДІЛ 4. МЕТОД ПОКРИТТЯ ТІЛА НАСОСНИХ ШТАНГ СКЛОТКАНИННИМИ СТРІЧКАМИ.....	120
4.1. Актуальність теми дослідження.....	120
4.2. Постановка задачі дослідження.....	121
4.3. Методика випробувань.....	122
4.4. Технологія нанесення склотканинного покриття на дослідні зразки.....	125
4.5. Результати експериментальних досліджень.....	126
4.6. Методика нанесення склотканинної стрічки на тіло насосної штанги.....	132
4.7. Висновки до розділу.....	139
РОЗДІЛ 5. ВДОСКОНАЛЕННЯ З'ЄДНАННЯ НАСОСНО- КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ.....	141
5.1. Актуальність дослідження.....	141
5.2. Розробка захисної втулки для муфтового з'єднання насосно- компресорних труб.....	142
5.3. Моделювання модернізованого з'єднання насосно- компресорних труб методом скінченних елементів.....	144
5.4. Висновки до розділу.....	146
ВИСНОВКИ.....	147
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	149
Додаток А.....	162
Додаток Б.....	167
Додаток В.....	195
Додаток Д.....	203
Додаток Е.....	204

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 [1]. Глибинно-насосний фонд України представлений, головним чином, штанговими свердловинними насосами [2]. Частка видобутку, що забезпечується свердловинами, обладнаними штанговими насосами складає 62,4%. В Західній Європі видобуток штанговими насосами застосовується на 90 % всіх працюючих свердловин [3]. В США штанговий видобуток нафти складає 85% всього експлуатованого фонду свердловин. В 1983 р. в США експлуатовалось 450 тис. свердловин із штанговим способом видобутку [4].

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) [5]. Колона насосних штанг складається зі штанг різного перерізу у відповідності до діючих напружень і властивостей пластової рідини [6]. Насосні штанги при експлуатації знаходяться під дією змінних навантажень і тому в процесі відкачки рідини працюють в умовах багатоциклової втоми. 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 в декілька разів знижує циклічний ресурс штанг [3,7]. Швидкість корозії сталюого обладнання може сягати 6 мм/рік [1]. Збитки нафтовидобувної промисловості США від втрат, пов'язаних із корозією в 1975 р. становили 676,9 млн. доларів [8].

Проблемою, яка значно підвищує експлуатаційні витрати, також є утворення парафінових відкладень, яке може проходити як в пласті, так і всередині каналу насосно-компресорних труб [9,10,11].

Причини виникнення і відкладення парафінових сполук в нафтопромисловому обладнанні і трубних системах такі: зниження температури в пласті; зниження температури і тиску по довжині колони насосно-компресорних труб; інтенсивне газовиділення; зміна швидкостей руху рідини; стан поверхні труб та ін. [12].

Наслідки утворення відкладень є негативними з економічної і технологічної точок зору і проявляються в зниженні міжремонтного періоду роботи свердловин, необхідності постійного проведення заходів з попередження і видалення відкладень та загальному здорожчанню процесів видобування нафти. Прилипання парафінів починається в свердловинах і закінчується в викидних лініях. Відбувається поступове зменшення робочого перерізу труб, що призводить до зниження дебіту, а іноді і до повної зупинки свердловини [13].

Причинами відмов, що реєструються при експлуатації сталевих штанг, служать [3,5,7]:

- 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. В загальному, в умовах циклічного навантаження, корозійне середовище знижує втомну міцність сталевих штанг від 3 до 9 раз [3]. 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% поломок штанг по тілу розташовані безпосередньо за головкою штанги, на віддалі 20-150 мм від її нижнього бурта [5]. 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 не дотриманням правил транспортування і експлуатації штанг.

Втомні поломки по тілу муфти зумовлені високою концентрацією напружень в районі останньої робочої впадини різьби муфти, спрацюванням муфти та недотриманням правил експлуатації.

Втомні поломки ніпеля штанги, в основному, зумовлені високою концентрацією напружень в 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 [5].

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 в нафто-газо видобувному управлінні (НГВУ) "Долинанафтогаз" [5] показує, що в свердловинах з високим вмістом парафінів відмови колони мають місце 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. Питання боротьби з парафіноутворенням були предметом досліджень багатьох вчених. Вагомий внесок в цю галузь знань внесли Г.А. Бабалян, П.П. Голонський, М.Ю. Доломатов, Г.З. Ібрагімов, Ішкаєв Р.К., В.Г. Козін, Б.В. Карпов, Б.В. Копей, В.Б. Копей, С.Ф. Люшин, Б.А. Мазепа, Н.М. Нагімов, М.Н. Персіянець, В.А. Рассказов, Н.Н. Рєпін, Я.Т. Федорович, А.Г. Телін, В.П. Тронов, Е.П. Проскуркин, С.Й. Тараєвський.

Питаннями підвищення опору корозійній втомі вузлів штангової свердловинної насосної установки займалися О.С. Вірновський, А.А. Гоник, Б.В. Копей, В.Б. Копей, Б.Б. Круман, Г.А. Лісовий, М.Н. Персіянець, Ю.Д. Петрина, Е.П. Проскуркин, Ю.С. Сичов, Л.М. Смірнов, В.И. Шкандратов, І.Л. Фасрман, Я.Т. Федорович.

В представленій роботі на основі узагальнень літературних даних, теоретичних і експериментальних досліджень автором формулюються шляхи підвищення ресурсу колони насосних штанг, як складових комплексу обладнання штангової свердловинної насосної установки, при роботі в умовах наявності парафіну в продукції і її корозійної активності.

Актуальність теми. Насосні штанги установки штангових свердловинних насосів постійно контактують з корозійно-агресивним середовищем, що в поєднанні із циклічними навантаженнями, зумовлює інтенсивне руйнування матеріалу штанг від корозійної втоми, а обрив колони насосних штанг супроводжується великими витратами коштів і часу на ловильні та спуско-підймальні операції. Додатковим негативним фактором тут виступає можливість утворення на поверхні штанг та насосно-компресорних труб парафінових відкладень, які збільшують навантаження на насосні штанги, а то й повністю закупорюють канал підйому продукції, спричиняючи їх заклинювання та обрив колони. У свердловинах з високим вмістом парафіну у продукції часто спостерігається високий процент кількості відмов внаслідок відгвинчування з'єднання насосних штанг.

Таким чином, виникає гостра потреба в розробці ефективних методів протидії явищам корозії і відкладення парафіну в каналі підйому продукції свердловини. На сьогодні такі методи розвинуті недостатньо, особливо в плані врахування впливу неметалічного покриття на корозійну тріщиностійкість матеріалу тіла насосної штанги.

У зв'язку з цим, підвищення ресурсу штангових свердловинних насосних установок, що експлуатуються в умовах сумісної дії змінних навантажень, корозійно-агресивних середовищ та високого вмісту парафінових сполук в продукції свердловини, є актуальною науково-технічною проблемою, вирішення якої дозволяє отримати економічний ефект від економії коштів на ремонтні роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконувалась в рамках Національної програми "Нафта і газ України до 2010 року" і у відповідності до планів науково-дослідних робіт ВАТ "Укрнафта".

Мета роботи. Метою дисертаційної роботи є підвищення ресурсу свердловинного обладнання штангової насосної установки при видобуванні парафіністих нафт шляхом захисту обладнання від факторів корозії та попередження утворення парафінових відкладень в каналі підйому продукції.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

1. Уточнити комплексну дію силових факторів з врахуванням впливу крутного моменту, створюваного обертачем, на стійкість колони насосних штанг.
2. Визначити параметри взаємодії потоку рідини в каналі насосно-компресорних труб з протектором для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг.
3. Створити розрахункову модель для синтезу кінематичних параметрів приводу черв'ячного обертача колони насосних штанг безперервної дії.

4. Розробити метод нанесення покриття склотканинними стрічками на тіло насосних штанг.

5. Провести комплексні експериментальні дослідження впливу склотканинного покриття тіла насосної штанги на опір корозійно-втомному руйнуванню натурних насосних штанг та визначити період до зародження тріщин в залежності від величини циклічного навантаження.

Об'єктом досліджень є підземна частина комплексу обладнання штангової свердловинної насосної установки, що працює в умовах інтенсивного відкладення парафіну і дії корозійного середовища.

Предмет досліджень – підвищення ресурсу підземного обладнання штангової свердловинної насосної установки шляхом захисту від факторів корозії і парафінізації каналу підйому продукції свердловини.

Методологія та методи досліджень – постановка задач зумовила необхідність у математичному моделюванні об'єкта досліджень з використанням класичних методів гідродинаміки і теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, диференційного числення. Застосовано принципи моделювання методом скінченних елементів на ПЕОМ.

Проведено експериментальні дослідження впливу склотканинного покриття тіла насосних штанг на опір корозійній втомі з використанням сучасних методів і засобів для механічних випробувань, ультразвукової дефектоскопії з дотриманням стандартних методик. Основні висновки роботи узгоджуються з відомими даними теоретичних і експериментальних досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Отримала подальший розвиток математична модель процесу деформування штангової колони, побудована із врахуванням дії крутного моменту, створюваного обертачем.

2. Вперше запропоновано модель розрахунку параметрів взаємодії потоку рідини в каналі насосно-компресорних труб з протектором для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг.

3. Удосконалено розрахункову модель виконавчого механізму балансірного верстата-качалки з урахуванням кінематичних параметрів приводу черв'ячного обертача колони насосних штанг.

4. Вперше теоретично та експериментально обґрунтовано доцільність застосування покриття тіла насосних штанг склотканинними стрічками для підвищення їх довговічності.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Наукові результати роботи стали основою для визначення параметрів спіральної форми колони насосних штанг після втрати стійкості, визначення раціональної кількості протекторів насосних штанг.

2. Запропоновано конструкцію та визначено раціональні параметри протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг [14].

3. Запропоновано конструкцію та методику визначення раціональних параметрів приводу обертача колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії.

4. Запропоновано метод підвищення ресурсу насосних штанг шляхом нанесення покриття склотканинними стрічками [15].

5. Розроблено конструкцію пристрою для нанесення склотканинного покриття на тіло насосної штанги [16].

6. Розроблено конструкцію пружинної втулки для протидії відкладенню парафіну в місці з'єднання насосно-компресорних труб [17].

7. Насосні штанги з покриттям склотканинними стрічками пройшли успішну промислову апробацію на об'єктах з підвищеним вмістом асфальто-смолистих та парафінистих речовин у продукції свердловини ТзОВ „Оранта” ЛТД, акт промислових випробувань від 14.10.2009 р.

Положення, що виносяться на захист.

1. Методологічний підхід до визначення параметрів процесу взаємодії потоку рідини з протектором для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг.

2. Метод покриття тіла насосних штанг склотканинними стрічками та доцільність застосування склотканинного покриття для підвищення довговічності насосних штанг.

3. Результати корозійно-втомних випробувань натурних штанг зі склотканинним покриттям по періоду до зародження тріщини в залежності від величини амплітуди змінного напруження.

Особистий внесок здобувача.

Основні результати та положення дисертаційної роботи, які виносяться на захист, отримані автором самостійно. У сумісних роботах здобувач брав участь у розробці основної ідеї, проведенні експериментів та підготовці матеріалів до опублікування. Постановка задач, аналіз і трактування результатів проведено спільно з науковим керівником.

Здобувачем проведено огляд та аналіз сучасних методів боротьби з корозією глибинного обладнання штангових насосних установок [17,18], подано огляд методів боротьби з відкладенням парафіну [20], запропоновано конструкцію протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг [21], визначено величину додаткового крутного моменту, створюваного протектором в [22] та запропоновано методіку визначення раціональних параметрів його конструкції в [23]; запропоновано конструкцію черв'ячного обертача колони насосних штанг безперервної дії [24] та проведено кінематичний аналіз приводу обертача [25]; сформульовано методіку покриття тіла насосних штанг склотканинними стрічками в [26]; досліджено вплив склотканинного покриття на опір корозійній втомі та швидкість росту тріщини в умовах корозійної втоми в [27]; запропоновано

конструкцію пристрою для протидії відкладенню парафіну в місці з'єднання насосно-компресорних труб [28].

Апробація роботи. Основні результати дисертаційної роботи доповідались і обговорювались на VI-ій міжнародній конференції молодих науковців “Інформатика та механіка” (м. Кам'янець-Подільський, 2008 р.); всеукраїнській науково-практичній конференції “Оптимізація наукових досліджень-2009” (м. Миколаїв, 2009 р.); міжнародній науково-практичній конференції „Перспективные инновации в науке, образовании, производстве и транспорте ‘2009” (м. Одеса, 2009 р.); V-ій міжнародній науково-практичній конференції “Наука в інформаційному просторі” (м. Дніпропетровськ, 2009 р.).

Публікації. За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 11 праць у наукових журналах, збірниках тез доповідей, з яких 6 статей – у фахових виданнях України та отримано 4 патенти України.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 101 найменування, і 5 додатків. Текстова частина викладена на 160 сторінках комп'ютерного набору і містить 47 рисунків і 8 таблиць.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ УМОВ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ

1.1. Відкладення парафінів

Боротьба з відкладеннями парафіну є однією з основних проблем нафтовидобувної промисловості. Нафтовики — учені і практики протягом багатьох років працюють над її вирішенням [29].

В свердловинах, обладнаних свердловинними штанговими насосними установками (СШНУ), відкладення парафіну на поверхні насосно-компресорних труб (НКТ) і насосних штанг (НШ) створює додатковий опір руху рідини і штанг, збільшує вагу штанг. Це, в свою чергу, погіршує умови роботи верстата-качалки, приводить до підвищення витрати електроенергії, до частого обриву штанг, виходу з ладу двигуна верстата-качалки [30]. Слід відмітити, що при високому вмісті парафіну в продукції свердловини, значну частку відмов колони НШ (до 10%) [5] складають відгвинчування різьбових з'єднань НШ.

Крім того, в результаті відкладення парафіну на стінках труб підвищується тиск в колоні, що збільшує витіки рідини через плунжер і клапани насоса і зменшує коефіцієнт подачі насоса. Парафінізація клапанів плунжерного насоса призводить до зменшення продуктивності СШНУ [31].

На рис. 1.1 подані графіки падіння продуктивності свердловин, що експлуатуються СШНУ, в процесі експлуатації. Графіки побудовані за даними щодобових фактичних вимірів дебітів по ряду свердловин, що добувають парафіністу девонську нафту Туймазінського нафтового родовища [31]. Як видно з наведених графіків, систематичне падіння видобутку в процесі експлуатації спостерігається аж до закачування в свердловину гарячої нафти або витягання труб на поверхню і їх очищення. Після депарафінізації продуктивність свердловини знову підвищується.

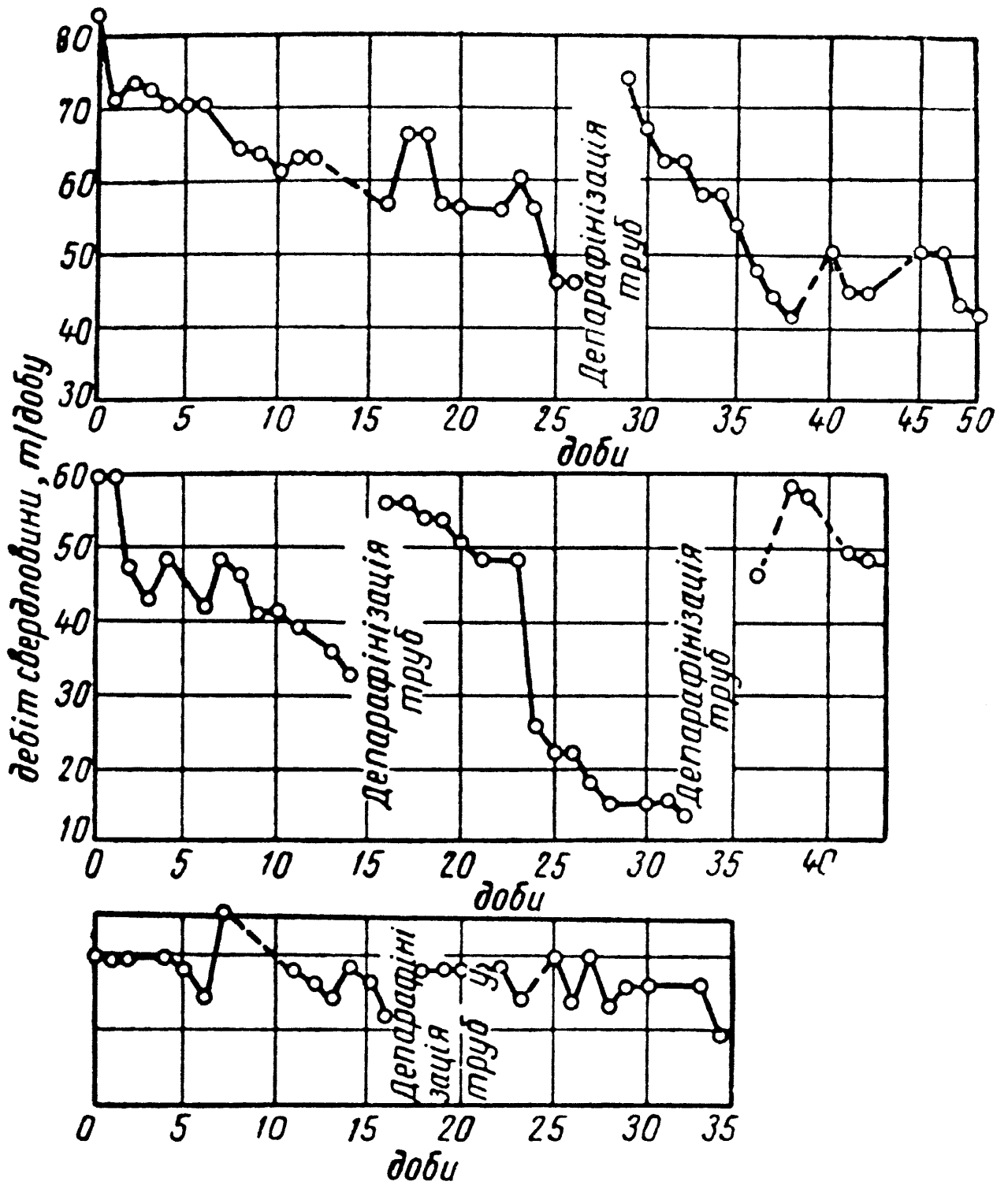


Рис. 1.1. Графіки падіння продуктивності свердловин, що експлуатуються СШНУ, в процесі експлуатації [31]

Отже, накопичення парафінових відкладень в протічній частині нафтопромислового обладнання (рис. 1.2) і на внутрішній поверхні труб призводить до зниження продуктивності системи, зменшення ефективності роботи насосних установок [32].



Рис. 1.2. Парафінові відкладення в НКТ

Парафіни - вуглеводні метанового ряду від $C_{16}H_{34}$ до $C_{64}H_{130}$. В пластових умовах знаходяться в нафті в розчиненому стані. В залежності від вмісту парафінів нафти класифікують на (ГОСТ Р 51858-2002) [33]:

малопарафіністі - менше 1,5 % мас.;

середньопарафіністі - від 1,5 до 6 % мас.;

високопарафіністі - більше 6 % мас.

Нафти родовищ Прикарпаття характеризуються високим вмістом парафіну (9,5-12,5%) і смол (14,5-17,5%) [5].

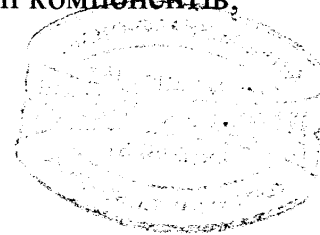
Парафіни стійкі до впливу різних хімічних реагентів (кислот, лугів та ін.), легко окислюються на повітрі.

Високомолекулярні парафіни – церезіни (від $C_{37}H_{74}$ до $C_{53}H_{108}$) відрізняються більш високою температурою кипіння, більшою молекулярною масою і щільністю.

Причини і умови парафіноутворення. Відомо дві стадії виникнення і росту парафінових відкладень. Першою стадією є зародження центрів кристалізації і ріст кристалів парафіну безпосередньо на контактуючій з нафтою поверхні. На другій стадії відбувається осідання на покриті парафіном поверхню більш крупних кристалів.

На утворення парафінових відкладень суттєво впливають [34,35,36]:

- зниження тиску на вибої свердловини і пов'язане з цим порушення гідродинамічної рівноваги газорідинної системи;
- інтенсивне газовиділення;
- зменшення температури в пласті і стволі свердловини;
- зміна швидкості руху газорідинної суміші і окремих її компонентів;
- склад вуглеводнів в кожній фазі суміші;
- співвідношення об'єму фаз;
- стан поверхні труб і штанг.



Інтенсивність утворення парафінових відкладень залежить від переважання одного або декількох факторів, які можуть змінюватися в часі і глибині, тому кількість і характер відкладень не є постійними.

Вплив тиску на вибої і в стволі свердловини. У випадку, коли вибійний тиск менший за тиск насичення нафти газом, рівноважний стан системи порушується, внаслідок чого збільшується об'єм газової фази, а рідинна фаза стає нестабільною. Це призводить до виділення з неї парафінів. Рівноважний стан порушується в пласті, і випадіння парафіну можливе як в пласті, так і в свердловині, починаючи від вибою.

При насосному способі експлуатації тиск на прийомі насоса може бути меншим, ніж тиск насичення нафти газом. Це може призвести до випадання парафіну в прийомній частині насоса і на стінках експлуатаційної колони. В колоні НКТ, вище насоса, можна виділити дві зони. Перша – безпосередньо над насосом: тут тиск різко зростає і стає більшим за тиск насичення.

Ймовірність відкладень в цій зоні мінімальна. Друга – зона зниження тиску до тиску насичення і нижче, де починається інтенсивне виділення парафіну.

Як показує практика [7], основними об'єктами, в яких спостерігається утворення відкладень парафіну, є свердловинні насоси, НКТ, НШ, викидні лінії від свердловин, резервуари промислових збірних пунктів. Найбільш інтенсивно парафін відкладається на внутрішній поверхні підйомних труб свердловин і на НШ.

Промислові випробування в умовах ОАО "Оренбургнефть" показали [7], що характер розподілу парафінових відкладень в трубах різного діаметру приблизно однаковий. Товщина відкладень поступово збільшується від місця початку їх утворення на глибині 500-900 м і досягає максимуму на глибині 50-200 м від устя свердловини, потім зменшується до товщини 1-2 мм в області устя (рис. 1.3).

Аналіз складу парафінових відкладень, відібраних на різних глибинах свердловин, показав, що на глибині більше 1000 м міститься більше асфальто-смолистих речовин, ніж парафінів [37]. Механічні домішки на таких глибинах практично не беруть участі в формуванні відкладень (їх вміст не перевищує 4-5 % мас.).

Із зменшенням глибини спостерігається зниження вмісту асфальто-смолистих речовин у відкладеннях, а також збільшення кількості механічних домішок і твердих парафінів. Чим ближче до устя свердловини, тим в складі відкладень більше церезинів, і, відповідно, тим вищою є структурна міцність відкладень.

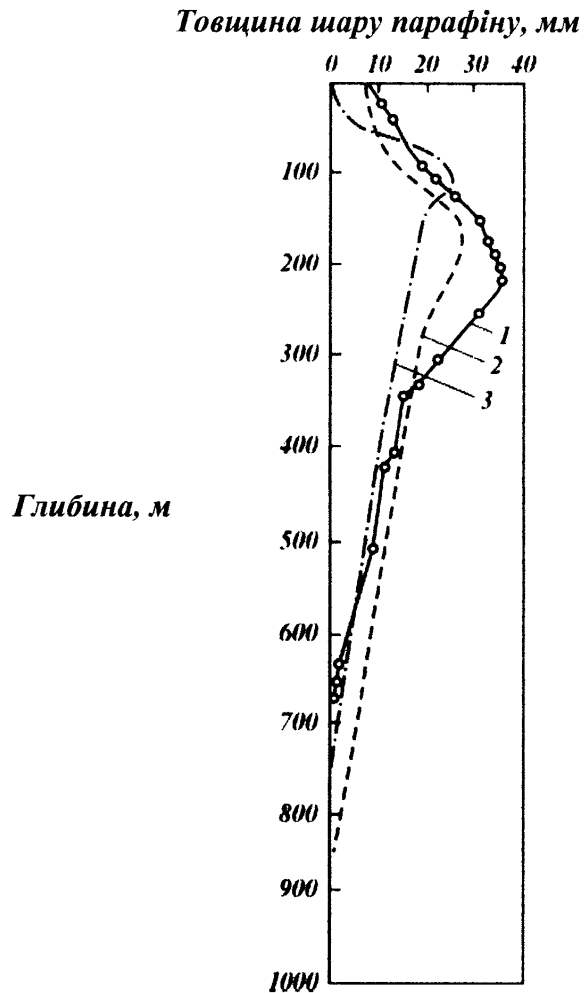


Рис. 1.3. Відкладення парафінів по глибині свердловини для різних діаметрів підйомного каналу [7]:
1 – 89 мм; 2 – 73 мм; 3 – 62 мм.

Немає єдиної думки про утворення парафінових відкладень при високій обводненості продукції свердловин. Цікаві дані отримані при аналізі 344 свердловин на пізній стадії розробки родовищ ОАО "Татнефть" [39]. В цих умовах найбільш часто парафінові відкладення утворюються в свердловинах, дебіти яких менші за 20 т/добу, причому переважають дебіти до 5 т/добу по рідині. Критичним дебітом, коли кількість відкладень в свердловині незначна, є дебіт вище 35 т/добу. Парафінові відкладення утворюються у багатьох свердловинах із низькою обводненістю нафти,

частка яких від загальної кількості свердловин складає 32%. Друге місце за частотою утворення парафінових відкладень займають свердловини, обводненість яких складає від 50 до 90%. Характерною особливістю формування парафінових відкладень в таких свердловинах є їх утворення не лише в каналі підйому продукції, а і в насосному обладнанні (більше 50% ремонтів). Парафінові відкладення в колоні НКТ утворюються, в основному, в свердловинах з низькою і високою (від 60 до 80%) обводненістю. Більшість таких свердловин (95%) обладнано штанговими насосами, з них 54% мають діаметр плунжера 44 мм, а 31% - 32 мм. Близько 47% свердловин з парафіновими відкладеннями в насосах мають обводненість продукції вище 60%, в той час як всього 28% таких свердловин – низьку обводненість.

Вплив температури в пласті і в стволі свердловини. Нафта є складною за хімічним складом сумішшю компонентів, які, в залежності від будови і зовнішніх умов, можуть знаходитися в різних агрегатних станах. Зниження температури викликає зміну агрегатного стану компонентів, що приводить до утворення центрів кристалізації і росту кристалів парафіну. Характер розподілу температури по стволу свердловини суттєво впливає на парафіноутворення і залежить від:

- інтенсивності передачі тепла від рухомої по стовбуру свердловини рідини оточуючим породам. Теплопередача залежить від градієнту температур рідини і навколишніх порід і теплопровідності кільцевого простору між підйомними трубами і експлуатаційною колоною;
- розширення газорідинної суміші і її охолодження, викликаного роботою газу по підйому рідини.

Вплив газовиділення. Лабораторні дослідження показали [7], що на інтенсивність утворення парафінових відкладень суттєво впливає процес виділення і поведінки газових пухирців в потоці суміші. Відомо, що газові пухирці мають здатність флотувати завислі частинки парафіну. При контакті пухирця з поверхнею труби або штанги, частинки парафіну торкаються

стілки і відкладаються на ній. В подальшому процес відкладення парафіну наростає внаслідок його гідрофобності. На стінці труби утворюється шар з кристалів парафіну і пухирців газу. Чим менше газонасичений цей шар, тим більшу щільність він має. Тому більш щільні відкладення утворюються в нижній частині підйомних труб, де пухирці газу малі і володіють більшою силою прилипання до кристалів парафіну і стінок труби та штанг.

Вплив швидкості руху газорідинної суміші. Інтенсивність утворення парафінових відкладень багато в чому залежить від швидкості течії рідини. При ламінарному характері течії, тобто низьких швидкостях потоку, формування парафінових відкладень відбувається достатньо повільно. З ростом швидкості (при турбулізації потоку), інтенсивність відкладень спочатку збільшується. Подальший ріст швидкості руху газорідинної суміші веде до зменшення інтенсивності відкладення парафінових сполук: більша швидкість руху суміші дозволяє утримувати кристали парафіну у завислому стані і виносити їх із свердловини. Крім того, рухомий потік зриває частину відкладень зі стінок труб, чим пояснюється різке зменшення відкладень в інтервалі 0-50 м від устя свердловини. При більших швидкостях руху, потік суміші охолоджується повільніше, ніж при малих, що також сповільнює процес утворення парафінових відкладень [35].

Вплив шорсткості стінок труб і штанг. Стан поверхні НКТ і НШ впливає на утворення відкладень. Мікронерівності є центрами вихреутворення, розриву шару, сповільнювачами швидкості руху рідини біля стінки труби. Це служить причиною утворення центрів кристалізації відкладень, прилипання кристалів парафіну до поверхні труб і штанг, блокування їх руху між виступами і впадинами поверхні. У випадку, коли значення шорсткості поверхні труб співрозмірно з розміром кристалів парафіну, або менше за нього, процес утворення відкладень ускладнений.

Вплив електризації. Процес утворення парафінових відкладень носить адсорбційний характер. Адсорбційні процеси супроводжуються виникненням

подвійного електричного шару на поверхні контакту парафіну з газонафтовим потоком. При механічному порушенні рівноважного стану даного шару на поверхні металу чи шару парафіну з'являються некомпенсовані заряди статичної електрики, тобто відбувається електризація як поверхні металу, так і поверхні кристалів парафіну, що посилює адгезію парафіну до металу [39].

1.2. 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 поверхнево-активні речовини (ПАР). 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: [40]

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 кислот). Слід відзначити, що ряд цих сполук можуть мати інгібуючі та бактерицидні властивості.

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

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

4. Смолисто-асфальтенові речовини: нафтові смоли – суміш кисневмісних сполук нафти, що можуть містити сірку та азот. Нафта може містити їх у вигляді розчинів або 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 [41] 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.

Найважливішим фактором, який впливає на корозійну активність системи нафта - вода, є співвідношення нафти і води. В роботі [42] вказується, що агресивність системи ти більша, чим більше в системі води, хоча 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 [43] дають підстави стверджувати, що критична концентрація води (ККВ) все-таки існує. Загалом, ККВ становить $> 5\%$ об'ємних [43]. 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 мікрочастинки парафіну та церезину [44].

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 [45]. 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 загальної мінералізації, концентрації сірководню, кисню, двооксиду вуглецю та ін.

Загальна мінералізація води в цілому веде до посилення корозійного руйнування сталі. Так, при додаванні до води NaCl, швидкість корозії середньовуглецевої сталі зростає [46]: 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 $\text{pH} = 7...8,5$. Наявні дані [47] свідчать про нейтральність значення pH водних витяжок. 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, pH середовища та ін.) і є малодослідженими.

Одним із найбільш агресивних чинників, які різко прискорюють корозійні процеси в системі нафта - вода, є сірководень [48]. Сірководень може бути, як неорганічного, так і біогенного походження [49].

Розчинність сірководню у воді при 30°C та парціальному тиску 760 мм рт. ст. складає 3000 мг/л. рН водного насиченого H₂S розчину 4. В кислих розчинах H₂S знаходиться у вигляді молекул, в лужних (рН>9) - у вигляді іонів. При одночасній присутності O₂ сірководень взаємодіє з киснем, окислюючись до S, SO₃²⁻, SO₄²⁻, S₂O₃.

Особливо негативно є дія сульфідів, утворених в результаті електрохімічної корозії заліза та його сплавів в кислих середовищах, що містять H₂S [50]. На думку [51] сульфіди діють як поверхневі каталізатори, утворюючи перехідний комплекс Fe(HS)_{адс}.

При низькій концентрації сірководню сульфідна плівка складається із FeS₂ (марказит чи пірит), троїліту і невеликих кількостей канситу (Fe₉S₈). Кристалічні решітки FeS₂ 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 Fe²⁺ 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 [7]. 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 організацій. 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 [44].

Отже, на швидкість протікання і розподілу корозії підземного обладнання СШНУ впливають такі групи факторів [52]:

- 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 [7], середня швидкість корозії на родовищах ВАТ “Оренбургнефть” (Росія), складає від 0,2 до 1,36 мм/год.

НШ та НКТ знаходяться під сумісним впливом циклічних навантажень і корозійного середовища, утвореного в результаті електрохімічних процесів, наявності в продукції пласта води, солей, газів CO_2 , H_2S і SO_2 [3].

В загальному, корозія сталевих штанг знижує їх циклічний ресурс в 3-9 разів [3,7]. Аналіз статистичних даних [53] 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.

1.3. Огляд та аналіз сучасних методів для профілактики і боротьби з парафінізацією обладнання свердловинної штангової насосної установки

Проблема відкладень парафіну виникла з моменту спорудження першої експлуатаційної свердловини і по цей день не втрачає своєї актуальності. Численні методи для боротьби з парафіновими відкладеннями, запропоновані за цей доволі тривалий період, не дають 100%-го позитивного результату, а половина з них, при своїй невеликій ефективності, оцінюється недешево як за капітальним, так і за амортизаційними витратами. Тому питання необхідно ставити в двох площинах, виходячи з вигоди продуктивності інструменту і його сумарної капіталоемкості, враховуючи як капітальні, так і поточні витрати. Також не остання роль у виборі пристроїв відводиться автономності [36].

Актуальність описаної вище проблеми, різноманітність специфіки її проявлення в різних гірничих умовах та висока складність повного попередження чи усунення фактору парафінізації призвела до того, що сьогодні існує велика кількість методів та способів боротьби із цим явищем, які суттєво відрізняють технологічністю і вартістю їх проведення. Тож для

створення певної картини існуючих способів депарафінізації, проведемо таку їх класифікацію (рис. 1.4) [20].

Всю сукупність методів боротьби із парафіновими відкладеннями можна розділити на дві групи – попередження і видалення [54]. 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.

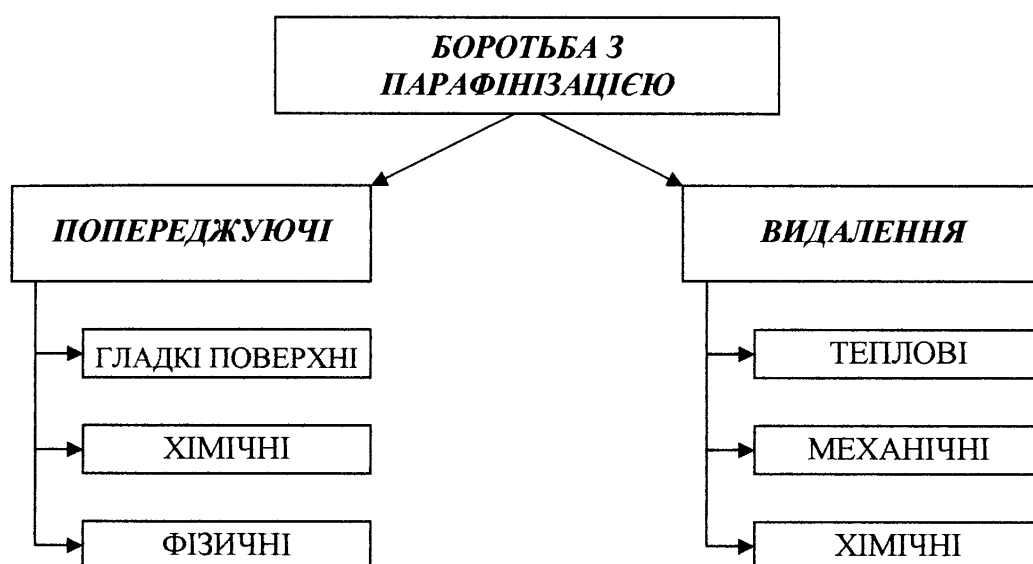


Рис. 1.4. Класифікація сучасних методів боротьби із парафінізацією підземного комплексу СШНУ [20]

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 видобутку.

Розглянемо детальніше попереджуючі методи боротьби із парафіноутворенням.

Хімічні методи передбачають подачу на вибір хімічних реагентів, які знижують або припиняють утворення кристалів парафіну. В основі дії інгібіторів парафіновідкладень лежать адсорбційні процеси, які відбуваються на границі розділу між рідкою фазою і поверхнею металу штанг та труб [55]. Хімічні реагенти поділяються на змочуючі, модифікатори, депресатори і диспергатори [34]:

Змочуючі реагенти утворюють на поверхні металу гідрофільну плівку, яка запобігає адгезії кристалів парафіну до труб, що створює умови для виносу їх потоком рідини. До них відносяться поліакриламід (ПАА), ИП-1;2;3, кислі органічні фосфати, силікати лужних металів, водні розчини синтетичних полімерних поверхнево-активних речовин.

Модифікатори взаємодіють з молекулами парафіну, запобігаючи процесу укрупнення кристалів. Це сприяє підтримці кристалів у завислому стані в процесі їх руху. Такими властивостями володіють атактичний пропілен з молекулярною масою 2000-3000, низькомолекулярний поліізобутилен з молекулярною масою 8000-12000, аліфатичні сополімери, сополімери етилену і складного ефіру з подвійним зв'язком, трійний сополімер етилену з вінілацетатом і вінілпіролідом, полімер з молекулярною масою 2500-3000 [7].

Механізм дії депресаторів полягає в адсорбції молекул на кристалах парафіну, що утрудняє їх здатність до агрегації і накопичення. Серед відомих депресаторів: "Парафлоу АзНИИ", алкілфенол ИПХ-9, "Дорад-1А", ВЭО-504 ТюмИИ, "Азолят-7" [7].

Диспергатори – хімічні реагенти, що забезпечують утворення тонкодисперсної системи, яка виноситься потоком нафти, що запобігає відкладенню кристалів парафіну на стінках труб. До них відносяться солі металів, солі вищих синтетичних жирних кислот, силікатно-сульфанольні розчини, сульфатований лужний лігнін [55]. Використання хімреагентів для

запобігання утворенню парафінових відкладень в багатьох випадках поєднується з:

- процесом руйнування стійких нафтових емульсій;
- захистом нафтопромислового обладнання від корозії;
- захистом від солевідкладень;
- процесом формування оптимальних структур газорідного потоку.

Розроблено доволі широкий асортимент хімічних реагентів для боротьби з парафіновими відкладеннями.

Не дивлячись на високу ефективність, метод характеризується високою вартістю і складністю підбору потрібного ефективного реагенту, що пов'язано із постійною зміною умов експлуатації в процесі розробки родовища [56].

Фізичні методи передбачають використання дії механічних та ультразвукових вібраційних коливань, електричних, магнітних і електромагнітних полів на продукцію, що видобувається [7, 57]

Вібраційні методи дозволяють створювати коливання в області парафіноутворення, які впливають на центри кристалізації парафіну, спричиняють їх мікропереміщення, що попереджує утворення кристалів парафіну.

Використання магнітних пристроїв базується на тому, що під дією магнітного поля відбувається дроблення парафінистих сполук, що приводить до збільшення центрів кристалізації і утворення дрібнодисперсної суміші замість росту кристалів.

Як і у випадку із хімічними методами депарафінізації, основним і єдиним фактором, що обмежує їх застосування на промислах – капітальні витрати, що включають в себе підбір пристрою, його придбання і встановлення.

Гладкі поверхні. Відомо, що швидкість утворення кристалів парафіну на певній поверхні залежить від шорсткості і адгезійної здатності матеріалу

поверхні. Таким чином, одним із видів попередження парафінізації є створення таких умов на поверхні каналу підйому рідини, які не сприяють налипанню парафіну. Це досягається завдяки використанню різних видів покриттів – силікатні емалеві, полімерні, поліетиленові і епоксидні захисні покриття [53, 58]. Всі вказані покриття, до того ж, додають захищеності від корозійного втомного руйнування.

Невелика відносна вартість цих засобів, простота їх застосування і ефективність яскраво свідчить про перспективність цього напрямку боротьби із парафіновими утвореннями. Недоліком даних засобів є, в більшості випадків, крихкість захисних покриттів – при транспортуванні, спуско-підіймальних операціях і в свердловині НКТ і НШ зазнають значних ударів, розтягуючих, стискаючих, згинаючих і інших навантажень, а скляне покриття, внаслідок відсутності зчеплення з металом штанги чи труби руйнується. Крім того, нанесення скляних і емалевих покриттів передбачає нагрів металу до 700-800 °С, що викликає незворотні процеси в структурі металу і розплавлення вершин різьб [7].

Розглянемо методи видалення парафінових утворень. Розрізняють теплові, механічні і хімічні методи.

Теплові методи передбачають створення таких теплових умов в зоні відкладання парафіну, при яких він переходить в рідку фазу. Для досягнення відповідної температури потрібне спеціальне джерело тепла, яке може бути розміщене безпосередньо в зоні відкладень, або ж необхідно виготовляти теплоємнісний агент на гирлі свердловини. В даний час використовують технології із застосуванням:

- гарячої нафти або води в якості теплоносія;
- водяної пари;
- електродігрівачів (свердловинних або наземних);
- реагентів, при наявності яких в свердловині відбуваються екзотермічні реакції.

Технологія застосування теплоносія передбачає нагрів рідини в спеціальних нагрівачах (котельних установках пересувного типу) і подачу її в свердловину способом прямої або зворотної промивки. Слід надавати перевагу зворотній промивці, так як при ній не утворюються парафінові пробки, які часто виникають при прямій промивці [7].

Вказані методи мають ряд недоліків, як: висока енергоємність, пожежонебезпечність, низька надійність і ефективність.

Застосування **хімічних методів** передбачає подачу в зону парафінізації хімічних реагентів, які розчеплюють сполуки парафіну. Даний метод є досить поширеним в країнах СНД, однак тут проблемою і недоліком методу є складність підбору конкретного реагента відповідно до умов видобутку. Як правило, розчинники парафіністих сполук підбираються емпірично. Це пов'язано із недостатністю інформації про їхню структуру і властивості і малою вивченістю механізму взаємодії нафтових дисперсних систем з розчинниками [59].

Механічні методи базуються на принципі видалення утворених відкладень на внутрішній поверхні НКТ застосуванням спеціальних пристроїв – протекторів, закріплених на НШ. При здійсненні зворотно-поступального руху штанг протектори стирають парафінові відкладення. За конструкцією і принципом дії протектори поділяють на: пластинчаті (застосовуються із штангообертачем), які очищають канал НКТ при обертанні колони штанг; спіральні, зворотно-поступальної дії; “літаючі”, які розкривають очищувачі поверхні при русі вгору (для викривлених свердловин). Завдяки простоті виготовлення та використання протекторів (які крім того, ще можуть виконувати роль центраторів) цей метод знаходить застосування і сьогодні.

Особливо ефективним є використання пластикових протекторів (рис. 1.5) із штангообертачем, що дає можливість рівномірно очищати всю поверхню каналу НКТ [7].

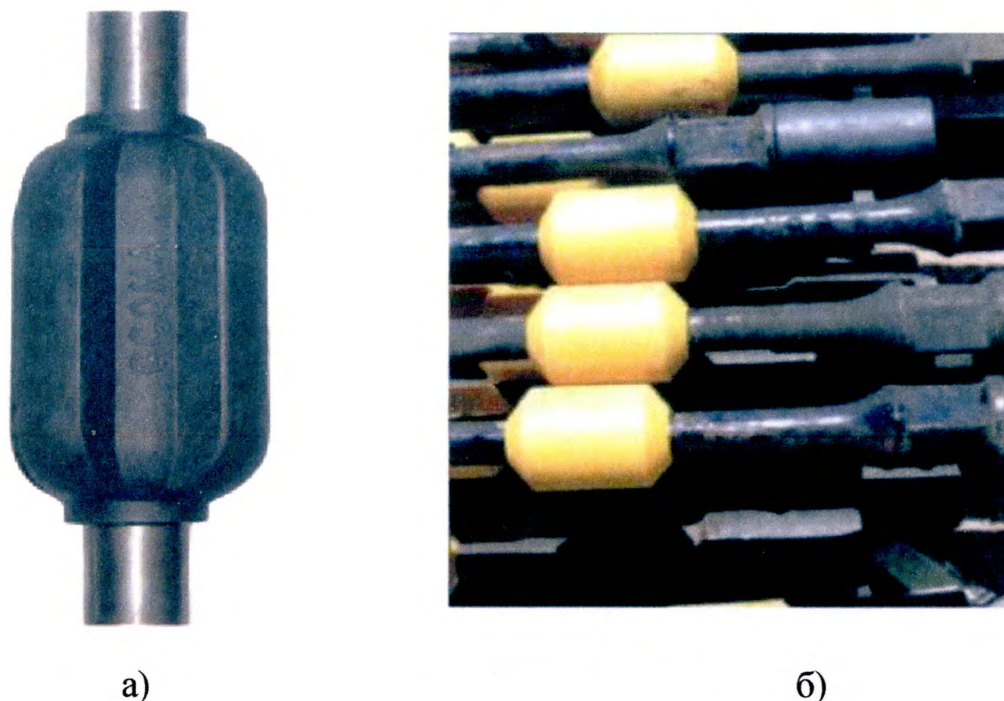


Рис. 1.5. Протектори НШ: а) нерухомий проектор фірми “Gsona” (США)
 б) протектор виробництва фірми “Endurance” (США)

Аналіз конструкцій сучасних обертачів колони НШ [5] дає можливість стверджувати, що сучасні конструкції штангообертачів не забезпечують безперервного обертання колони штанг впродовж роботи верстата-качалки, що призводить до можливості відгвинчування муфтових різьбових з'єднань штанг під час холостого ходу штангообертача, створення інерційних навантажень від розгону та гальмування колони НШ.

1.4. Огляд та аналіз сучасних методів для боротьби з корозійною втомою

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 [58].

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

Переважна 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 [18]:

- введення в закачувану воду інгібіторів корозії [60];
- застосування труб із низьколегованих та легованих сталей [58];
- застосування склопластикових труб [61];
- захист поверхні труб протикорозійними покриттями [53, 58, 62-69].

Застосування інгібіторів корозії потребує значних капітальних вкладень в обладнання, постійних експлуатаційних затрат на реагенти, обслуговування додаткового обладнання і постійний контроль ефективності захисту [58].

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 підвищенням 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%) [58].

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 [61].

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

Сьогодні для труб НКТ і НШ застосовуються три види захисних покриттів [58]:

- 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 [64].

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 різьбового з'єднання.

Однак, застосування таких труб має два недоліки [18]:

- 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 [70]. 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 різьбових з'єднань.

Але водночас такі покриття мають і недоліки [19]:

- 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 [58]. 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 [13].

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 [18].

1.5. Висновки до розділу і постановка задач досліджень

При видобуванні парафіністих нафт штанговими свердловинними насосами часто виникають ускладнення, спричинені утворенням парафінових відкладень на поверхнях НКТ і НШ. Погіршуються умови роботи верстата-качалки, підвищуються витрати електроенергії, зменшується дебіт свердловини, підвищується ймовірність обриву та відгвинчування колони НШ.

Дія корозійного середовища, в поєднанні з циклічними навантаженнями на колону штанг знижує її ресурс в декілька разів. Корозійною втомою металу пояснюється значна частина поломок НШ. Тут особливо небезпечними є місця концентрації напружень, зумовлені механічними факторами (ніпель різьби і ділянка штанги, яка прилягає до головки на відстані до 200 мм від головки штанги).

Численні методи для захисту підземного обладнання установки штангових свердловинних насосів від корозійної втоми і парафінізації не

дають 100%-го позитивного результату, а їх застосування супроводжується значними капітальними витратами та ускладненими умовами транспортування та зберігання обладнання, реагентів та ін.

Застосування обертачів колони НШ разом із протекторами та скребками дозволяє ефективно протидіяти парафінізації каналу підйому продукції свердловини, розсіювати знос колони НШ на кут 360° . Недоліком існуючих конструкцій штангообертачів є те, що вони забезпечують обертання колони НШ лише впродовж половини циклу роботи верстатакачалки, що створює додаткові інерційні навантаження на колону НШ і може призводити до розгвинчування муфтових з'єднань НШ. Відсутні методики для визначення раціональних параметрів обертачів.

Застосування методів захисту поверхні НШ протикорозійними покриттями дає добрі результати, крім того на оброблених поверхнях знижується інтенсивність утворення парафінових відкладень. Низька інтенсивність відкладення парафіну на насосних штангах з покриттями дає можливість уникнути застосування скребоків для очищення насосних штанг від парафіну. Сучасні методи покриття поверхонь тіла НШ цинковими, емалевими та полімерними покриттями є дороговартісними і передбачають складну технологію нанесення покриттів.

Таким чином, із врахуванням аналізу існуючих методів боротьби з вказаними явищами, необхідно розробити та дослідити нові методи підвищення ресурсу штангової свердловинної установки шляхом захисту обладнання від впливу факторів корозійної втоми та парафінізації каналу підйому продукції.

На основі проведених вище обґрунтувань вибору напрямків досліджень були сформульовані основні задачі досліджень, які наведені у вступі даної роботи.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК СТІЙКОСТІ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ, ЯКА ЗНАХОДИТЬСЯ ПІД ДІЄЮ КОМПЛЕКСУ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ ІЗ ВРАХУВАННЯМ КРУТНОГО МОМЕНТУ, СТВОРЮВАНОВОГО 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.

2.1. Загальна задачі 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. 1.1), а осьова лінія колони перейде з деякого початкового положення в кінцеве. Точка M' при цьому

перемістяться 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 .

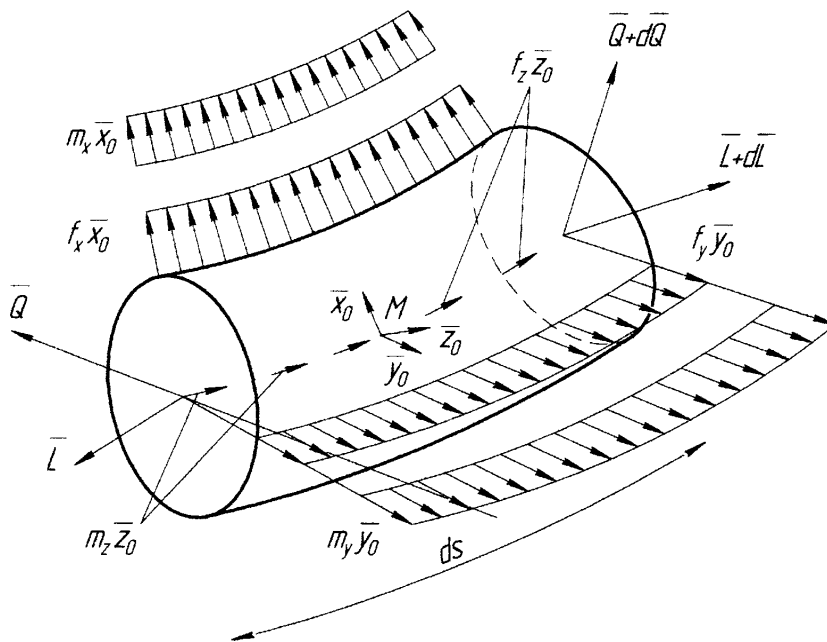


Рис. 2.1. Схема навантаження колони насосних штанг

Нові значення проєкцій вектора повної кривини $\bar{\Omega}$ на осі розрахункової системи подамо у вигляді [72]

$$p_1 = p_0 + \delta p, \quad q_1 = q_0 + \delta q, \quad r = r_0 + \delta r, \quad (2.1)$$

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:

$$\begin{cases} \frac{d\bar{Q}}{ds} + \bar{f}(s) = 0 \\ \frac{d\bar{L}}{ds} + \bar{z}_0 \times \bar{Q} + \bar{m}(s) = 0 \end{cases}, \quad (2.2)$$

де $\bar{z}_0 \times \bar{Q}$ - векторний добуток орта \bar{z}_0 на внутрішню силу \bar{Q} .

В рівнянні (2.2) вектор $\bar{m}(s)$ розподіленого моменту можна подати сумою

$$\bar{m}(s) = \bar{m}_1(s) + \bar{l} \times \bar{f}(s), \quad (2.3)$$

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} ($l = \frac{d_{ш}}{2}$, де $d_{ш}$ - 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 :

$$\begin{aligned}\frac{d\bar{Q}}{ds} &= \frac{d'\bar{Q}}{ds} + \bar{\Omega} \times \bar{Q} = \bar{x}_0 \cdot \frac{dQ_X}{ds} + \bar{y}_0 \cdot \frac{dQ_Y}{ds} + \bar{z}_0 \cdot \frac{dQ_Z}{ds} + Q_X (\bar{\Omega} \times \bar{x}_0) + Q_Y (\bar{\Omega} \times \bar{y}_0) + Q_Z (\bar{\Omega} \times \bar{z}_0), \\ \frac{d\bar{L}}{ds} &= \frac{d'\bar{L}}{ds} + \bar{\Omega} \times \bar{L} = \bar{x}_0 \cdot \frac{dL_X}{ds} + \bar{y}_0 \cdot \frac{dL_Y}{ds} + \bar{z}_0 \cdot \frac{dL_Z}{ds} + L_X (\bar{\Omega} \times \bar{x}_0) + L_Y (\bar{\Omega} \times \bar{y}_0) + L_Z (\bar{\Omega} \times \bar{z}_0),\end{aligned}\quad (2.4)$$

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 (2.2) на осі розрахункової системи координат. В результаті цього отримуємо шість рівнянь Г. Кірхгофа:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dQ_X}{ds} + q_1 \cdot Q_Z - r \cdot Q_Y + f_X &= 0; \\ \frac{dQ_Y}{ds} + r \cdot Q_X - p_1 \cdot Q_Z + f_Y &= 0; \\ \frac{dQ_Z}{ds} + p_1 \cdot Q_Z - q_1 \cdot Q_X + f_Z &= 0; \\ \frac{dL_X}{ds} + q_1 \cdot L_Z - r \cdot L_Y - Q_Y + m_X &= 0; \\ \frac{dL_Y}{ds} + r \cdot L_X - p_1 \cdot L_Z + Q_X + m_Y &= 0; \\ \frac{dL_Z}{ds} + p_1 \cdot L_Y - q_1 \cdot L_X + m_Z &= 0. \end{aligned} \right. \quad (2.5)$$

Систему рівнянь (2.5) замкнемо при допомозі співвідношень Р.Клебша [72]:

$$\left\{ \begin{aligned} \delta p &= \frac{d\varphi}{ds} + q_0 \cdot \chi - r_0 \cdot \psi, & \psi &= \frac{du}{ds} + q_0 \cdot w - r_0 \cdot v, \\ \delta q &= \frac{d\psi}{ds} + r_0 \cdot \varphi - q_0 \cdot \chi, & -\varphi &= \frac{dv}{ds} + r_0 \cdot u - p_0 \cdot w, \\ \delta r &= \frac{d\chi}{ds} + p_0 \cdot \psi - q_0 \cdot \varphi, & \theta &= \frac{dw}{ds} + p_0 \cdot v - q_0 \cdot u, \end{aligned} \right. \quad (2.6)$$

що зв'язують між собою величини u , v , w , φ , ψ , χ , δp , δq , δr ; відомих залежностей з теорії пружності:

$$L_x = E \cdot I_x \cdot \delta p, \quad L_y = E \cdot I_y \cdot \delta q, \quad L_z = G \cdot j \cdot \delta r, \quad (2.7)$$

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 (2.5)-(2.7). 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:

$$\begin{cases} \frac{dQ_x}{ds} + q_1 Q_z + f_x = 0; & \frac{dL_x}{ds} + q_1 L_z - Q_y + m_x = 0; \\ \frac{dQ_y}{ds} - p_1 Q_z + f_y = 0; & \frac{dL_y}{ds} - p_1 L_z + Q_x + m_y = 0; \\ \frac{dQ_z}{ds} + f_z = 0; & \frac{dL_z}{ds} + m_z = 0. \end{cases} \quad (2.8)$$

$$\begin{cases} p_1 = \frac{d\varphi}{ds}; & q_1 = \frac{d\psi}{ds}; & r = \frac{d\chi}{ds}; \\ \psi = \frac{du}{ds}; & -\varphi = \frac{dv}{ds}; & \theta = \frac{dw}{ds}. \end{cases} \quad (2.9)$$

$$L_x = E \cdot I \cdot p_1; \quad L_y = E \cdot I \cdot q_1. \quad (2.10)$$

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 $\vec{f}(s)$ на осі розрахункової системи координат подамо наступним чином:

$$f_x = q^0 \frac{du}{ds} + \frac{q^0 \omega_0^2}{g} u; \quad f_y = q^0 \frac{dv}{ds} + \frac{q^0 \omega_0^2}{g} v; \quad f_z = -q^0. \quad (2.11)$$

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 (2.8), 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

$$Q_z = q^0 z - P_H, L_z = -M_H. \quad (2.12)$$

Виключаючи з четвертого та п'ятого рівнянь системи (2.8) перерізуючі сили Q_x та Q_y і враховуючи (2.9)-(2.12), одержимо основну систему рівнянь

$$\begin{cases} E \cdot I \frac{d^4 u}{dz^4} - M_0 \frac{d^3 v}{dz^3} + (P_H - q^0 z) \frac{d^2 u}{dz^2} - q^0 \frac{du}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{g} u = 0; \\ E \cdot I \frac{d^4 v}{dz^4} + M_0 \frac{d^3 u}{dz^3} + (P_H - q^0 z) \frac{d^2 v}{dz^2} - q^0 \frac{dv}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{g} v = 0, \end{cases} \quad (2.13)$$

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.

2.2. Врахування впливу рідини

Вплив рідини на пружну лінію колони НШ визначається дією зовнішнього тиску та інерційною складовою, зумовленою рухом рідини в трубці НКТ. Користуючись принципом д'Аламбера, рівняння умовної рівноваги виділеної ділянки штанги та зв'язаного з нею потоку рідини подамо у вигляді

$$\frac{d\bar{Q}}{ds} + \bar{f} - \bar{f}^B = 0; \quad (2.14)$$

$$\frac{d(S \cdot P \cdot \bar{z}_0)}{ds} + \bar{f}^B - q_p \cdot \bar{z}_0 = \frac{d\bar{l}}{dt}, \quad (2.15)$$

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

$$\frac{d\bar{l}}{dt} = m_p (v^r)^2 (\bar{\Omega} \times \bar{z}_0), \quad (2.16)$$

$$\text{де } m_p = \frac{q_p}{g}.$$

Визначивши з рівняння (2.15) силу взаємодії \bar{f}^B і підкладаючи її в (2.14), одержимо замість (2.2) таку систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{d}{ds} (\bar{Q} + S \cdot P \cdot \bar{z}_0) - q_p \cdot \bar{z}_0 - \lambda^p (\bar{\Omega} \times \bar{z}_0) + \bar{f}(s) = 0, \\ \frac{d\bar{L}}{ds} + \bar{z}_0 \times \bar{Q} + \bar{m}(s) = 0. \end{cases} \quad (2.17)$$

в якій $\lambda_p = m_p (v^r)^2$.

Проектуючи рівняння (2.17) на розрахункові осі, після врахування втрат тиску в насосно-компресорній трубці $\Delta = \frac{\Delta P_p}{l}$ на одиницю довжини, де

ΔP_p - перепад тиску по довжині l кільцевого простору в колоні НКТ, та введення позначення

$$q^* = q^0 - q_p - \Delta \cdot S_p \quad (2.18)$$

основну систему рівнянь перепишемо у вигляді

$$\begin{cases} E \cdot I \frac{d^4 u}{dz^4} - M_0 \frac{d^3 v}{dz^3} + (P_H - q^* \cdot z + \lambda^p) \frac{d^2 u}{dz^2} - q^* \frac{du}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{g} u = 0; \\ E \cdot I \frac{d^4 v}{dz^4} + M_0 \frac{d^3 u}{dz^3} + (P_H - q^* \cdot z + \lambda^p) \frac{d^2 v}{dz^2} - q^* \frac{dv}{dz} - \frac{q^0 \omega_0^2}{g} v = 0. \end{cases} \quad (2.19)$$

2.3. Складання граничних умов

Розв'язок диференціальних рівнянь умовної рівноваги (2.13) або (2.19) вимагає знаходження сталих інтегрування, що визначаються з граничних умов на нижньому та верхньому кінцях колони НШ (рис. 2.2).

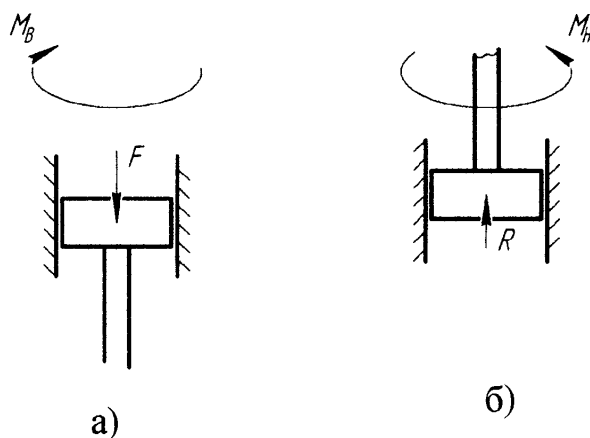


Рис. 2.2. Схема закріплення верхнього (а) та нижнього (б) кінців колони насосних штанг

Користуючись варіаційною постановкою задачі, запишемо натуральні граничні умови. Для цього подамо потенціальну енергію механічної системи після її деформації у вигляді [73]

$$\begin{aligned} \Pi = \int_0^l & \left[E \cdot I \left[\left[\frac{d^2 u(z)}{dz^2} \right]^2 + \left[\frac{d^2 v(z)}{dz^2} \right]^2 \right] + M_H \left[\frac{du(z)}{dz} \cdot \frac{d^2 v(z)}{dz^2} - \frac{d^2 u(z)}{dz^2} \cdot \frac{dv(z)}{dz} \right] - \right. \\ & \left. - (P_H - q^* \cdot z + \lambda^p) \left[\left[\frac{du(z)}{dz} \right]^2 + \left[\frac{dv(z)}{dz} \right]^2 \right] - \frac{q_0}{g} \omega_0^2 (u^2(z) + v^2(z)) \right] dz + \quad (2.20) \\ & + \frac{1}{2} \mu_1 (u^2(0) + v^2(0)) - \frac{1}{2} \mu_2 \cdot \left[\left[\frac{du(0)}{dz} \right]^2 + \left[\frac{dv(0)}{dz} \right]^2 \right], \end{aligned}$$

де другий і третій доданки відповідають потенціальним енергіям від дії горизонтальної реакції та опорного моменту, а μ_1 , μ_2 - відповідно жорсткість стінки труби та коефіцієнт защемлення.

В стані рівноваги потенціальна енергія системи повинна бути мінімальною. Рівняння Ейлера-Лагранжа для функціоналу (2.20) мають вигляд (2.19)

Обчисливши першу варіацію $\delta\Pi$ функціоналу (2.20) і прирівнявши її до нуля, одержимо натуральні граничні умови для загального випадку закріплення, наприклад, для нижнього кінця колони НШ.

$$\begin{cases} E \cdot I \cdot u''''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot v''(0) + P_H \cdot u'(0) + \mu_1 \cdot u(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot u''(0) + P_H \cdot v'(0) + \mu_1 \cdot v(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) + \mu_2 \cdot u'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) + \mu_2 \cdot v'(0) = 0. \end{cases} \quad (2.21)$$

Зупинимось на частинних випадках умов (2.21).

Якщо нижню опору вважати вільною ($\mu_1 = 0$, $\mu_2 = 0$), то

$$\begin{cases} E \cdot I \cdot u''''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot v''(0) + P_H \cdot u'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot u''(0) + P_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) = 0. \end{cases} \quad (2.22)$$

Для пружноопертого нижнього кінця ($\mu_1 > 0$, $\mu_2 = 0$) будемо мати

$$\begin{cases} E \cdot I \cdot u''''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot v''(0) + P_H \cdot u'(0) + \mu_1 \cdot u(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot u''(0) + P_H \cdot v'(0) + \mu_1 \cdot v(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) = 0. \end{cases} \quad (2.23)$$

а для пружнозащемленого, що може переміщатись в осьовому напрямі ($\mu_1 = 0, \mu_2 > 0$).

$$\begin{cases} E \cdot I \cdot u''''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot v''(0) + P_H \cdot u'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot u''(0) + P_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) + \mu_2 \cdot u'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) + \mu_2 \cdot v'(0) = 0. \end{cases} \quad (2.24)$$

При жорсткому закріпленні низу ($\mu_1 = \infty, \mu_2 = -\infty$), одержимо:

$$\frac{du(0)}{dz} = 0, \quad \frac{dv(0)}{dz} = 0, \quad u(0) = 0, \quad v(0) = 0. \quad (2.25)$$

Перша і друга умови (2.25) 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.

$$\begin{cases} u(l) = 0, v(l) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(l) + \frac{1}{2} M_B \cdot v'(l) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(l) - \frac{1}{2} M_B \cdot u'(l) = 0. \end{cases} \quad (2.26)$$

$$\begin{cases} u(0) = 0, v(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot u''(0) + \frac{1}{2} M_H \cdot v'(0) = 0, \\ E \cdot I \cdot v''(0) - \frac{1}{2} M_H \cdot u'(0) = 0. \end{cases} \quad (2.27)$$

де M_B - зосереджений момент вгорі колони НШ;

M_H - зосереджений момент внизу.

2.4. 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]

$$E \cdot I \frac{d^4 w}{dz^4} - i \frac{d}{dz} \left[M(z) \frac{d^2 w}{dz^2} \right] + \frac{d}{dz} \left[F(z) \frac{dw}{dz} \right] - i \cdot h^\varphi \cdot \omega_0 \cdot w + \frac{q^2 \cdot \omega_0}{g} \cdot w = 0, \quad (2.28)$$

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 $z = 0$;

$h^\varphi = \frac{\pi \cdot d_{ш}^2 \cdot \tau_0}{2\omega_0}$ - коефіцієнт в'язкого тертя [74];

τ_0 - динамічне напруження зсуву рідини;

$d_{ш}$ - діаметр штанги.

Граничні умови (2.26), (2.27) при вхідних даних $M_H > 0$, $M_B < 0$ набудуть вигляду

$$w(0) = 0, E \cdot I \cdot w''(0) - i \cdot \frac{1}{2} M_H \cdot w'(0) = 0; \quad (2.29)$$

$$w(l) = 0, E \cdot I \cdot w''(l) - i \cdot \frac{1}{2} M_B \cdot w'(l) = 0. \quad (2.30)$$

Зв'язуючи відносну швидкість v_p^r з витратою Q рідини $v_p^r = \frac{Q}{S_p}$,

параметр λ^p подамо у вигляді

$$\lambda^p = \frac{m_p \cdot Q^2}{S_p^2} = \frac{4\gamma_p \cdot Q^2}{\pi(D_T^2 - d_{ш}^2)}, \quad (2.31)$$

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

$$\alpha = \frac{M_H}{E \cdot I} l, \quad \beta = \frac{h^o \cdot l^2}{E \cdot I}, \quad \gamma = \frac{P_H + \lambda^p}{E \cdot I}, \quad \delta = \frac{q^* \cdot l^3}{E \cdot I},$$

$$\mu = \frac{q^o \cdot l^4}{g \cdot E \cdot I}, \quad \varepsilon = \frac{h^o \cdot l^4}{E \cdot I}.$$

Диференціюючи по ξ рівняння (2.28) і граничні умови (2.26)-(2.27) перепишемо у вигляді [72]

$$W_k^{IV} - i(\alpha + \beta \cdot \omega_0) W_k'' + (\gamma_k - i \cdot \beta_k \cdot \omega_0 - \delta_k \cdot \xi) \cdot W_k' - \delta_k W_k - i \cdot \varepsilon_k \cdot \omega_0 \cdot W_k - \mu_k \cdot \omega_0^2 \cdot W_k = 0 \quad (2.33)$$

$$\xi = 0 \quad W_1'' + \frac{i \cdot \alpha_1 \cdot W_1''}{2} + \gamma_1^* \cdot W_1' + \mu_1^* W_1 = 0, \quad W_1'' + (\mu_1^* - \frac{i \cdot \alpha_1}{2}) \cdot W_1' = 0; \quad (2.34)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi = \xi_k = \frac{l_k}{l}, W_k = W_{k+1}, W_k' = W_{k+1}', W_k'' = k_{k+1,k} \cdot W_{k+1}'' \\ (k = 2, l-1) W_k'' = k_{k+1,k} \cdot W_{k+1}'' \end{aligned} \right\} \quad (2.35)$$

$$\xi = 1 \quad W_1 = 0, W_1'' + \frac{i \cdot \alpha_p \cdot W_1}{2} = 0, \quad (2.36)$$

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 (2.33) 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 (2.33)-(2.36) скористаємось степеневим рядом з комплекснозначними коефіцієнтами

$$W(\xi) = a_0 + a_1\xi + a_2\xi^2 + \dots + a_n\xi^n + \dots, \quad (2.37)$$

оскільки його застосування дозволяє досліджувати широкий клас складних лінійних та нелінійних диференціальних рівнянь на основі єдиного обчислювального алгоритму, який легко реалізується на ПЕОМ.

Ряд (2.37) та його похідні є абсолютно і рівномірно збіжними, а значить похідні функції $W_k(\xi)$ можна одержати в результаті почленного диференціювання.

Підкладаючи в (2.33) ряд (2.37) 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

$$a_n = \frac{i \cdot \alpha}{n} \cdot a_{n-1} + \frac{i \cdot \beta \cdot \omega_0(n-3) - \gamma}{n(n-1)} \cdot a_{n-2} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n(n-1)(n-2)} a_{n-3} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 + \mu \cdot \omega_0^2}{n(n-1)(n-2)(n-3)} a_{n-4}, \quad n \geq 4. \quad (2.38)$$

За рахунок повторного застосування (2.38), починаючи з $n = 4$, a_{kn} можна виразити лінійною комбінацією $a_{k0}, a_{k1}, a_{k2}, a_{k3}$:

$$a_n = F_n \cdot a_0 + G_n \cdot a_1 + H_n \cdot a_2 + I_n \cdot a_3, \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots; \quad (2.39)$$

причому

$$\begin{aligned} F_0 = 1; F_1 = 0; F_2 = 0; F_3 = 0; G_0 = 0; G_1 = 1; G_2 = 0; G_3 = 0; \\ H_0 = 0; H_1 = 0; H_2 = 1; H_3 = 0; I_0 = 0; I_1 = 0; I_2 = 0; I_3 = 1. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Згідно рекурентного співвідношення (2.39)

$$\begin{vmatrix} F_n \\ G_n \\ H_n \\ I_n \end{vmatrix} = \frac{i \cdot \alpha_n}{n} \begin{vmatrix} F_{n-1} \\ G_{n-1} \\ H_{n-1} \\ I_{n-1} \end{vmatrix} + \frac{i \cdot \beta \cdot (n-3) - \gamma}{n(n-1)} \begin{vmatrix} F_{n-2} \\ G_{n-2} \\ H_{n-2} \\ I_{n-2} \end{vmatrix} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n(n-1)(n-2)} \begin{vmatrix} F_{n-3} \\ G_{n-3} \\ H_{n-3} \\ I_{n-3} \end{vmatrix} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega_0 + \mu \cdot \omega_0^2}{n(n-1)(n-2)(n-3)} \begin{vmatrix} F_{n-4} \\ G_{n-4} \\ H_{n-4} \\ I_{n-4} \end{vmatrix}, \quad n \geq 4 \quad (2.41)$$

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 (2.37) в умови (2.34)-(2.36), запишемо в матричному вигляді

$$\|R\| * \|a\| = 0, \quad (2.42)$$

де $\|a\|, \|R\|$ - відповідно матриця-стовпчик з елементів $a_{10}, a_{11}, \dots, a_{12}, a_{13}$ і матриця $\|R\|$ розмірності 4×4 з коефіцієнтів при них. З огляду на громіздкість, подамо матрицю $\|R\|$ у вигляді (2.43) для випадку однорозмірної компоновки, де S - кількість членів ряду (2.37), 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 (2.37) 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 (2.42) шукаємо решту коефіцієнтів вказаної в 1) сукупності;
- 3) За рахунок повторного застосування рекурентних співвідношень (2.38), (2.41) 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	$-i \cdot \frac{\alpha_n}{2 \cdot 1}$	2	0
$\sum_{n=0}^s F_n$	$\sum_{n=0}^s G_n$	$\sum_{n=0}^s H_n$	$\sum_{n=0}^s I_n$
$\sum_{n=2}^s n \cdot (n-1) F_n - i \cdot \frac{\alpha_s}{2!} \cdot \sum_{n=1}^s n \cdot F_n$	$\sum_{n=2}^s n \cdot (n-1) F_n - i \cdot \frac{\alpha_s}{2!} \cdot \sum_{n=1}^s n \cdot F_n$	$\sum_{n=2}^s n \cdot (n-1) F_n - i \cdot \frac{\alpha_s}{2!} \cdot \sum_{n=1}^s n \cdot F_n$	$\sum_{n=2}^s n \cdot (n-1) F_n - i \cdot \frac{\alpha_s}{2!} \cdot \sum_{n=1}^s n \cdot F_n$

(2.43)

Поєднання діючих навантажень при критичних умовах визначається рівнянням

$$\det\|R\| = 0, \quad (2.44)$$

а проєкції на розрахункові осі та величини зміщення $y_k(\xi)$, кута згину $\psi_k(\xi)$, згинаючого моменту $L_k(\xi)$, поперечної сили $Q_k(\xi)$ і напруження згину $\sigma_k(\xi)$ - формулами

$$\begin{aligned} u_k(\xi) &= \operatorname{Re}W_k(\xi), v_k(\xi) = \operatorname{Im}W_k(\xi), y_k(\xi) = \sqrt{u_k^2(\xi) + v_k^2(\xi)}; \\ \psi_{kX}(\xi) &= \frac{1}{L_1} \operatorname{Re} \left[\frac{dW_k(\xi)}{d\xi} \right], \psi_{kY}(\xi) = \frac{1}{L_1} \operatorname{Im} \left[\frac{dW_k(\xi)}{d\xi} \right], \\ \psi_k(\xi) &= \sqrt{\psi_{kX}^2(\xi) + \psi_{kY}^2(\xi)}; \\ L_{kX}(\xi) &= \frac{E_k I_k}{L_1^2} \operatorname{Re} \left[\frac{d^2 W_k(\xi)}{d\xi^2} \right], L_{kY}(\xi) = \frac{E_k I_k}{L_1^2} \operatorname{Im} \left[\frac{d^2 W_k(\xi)}{d\xi^2} \right], \\ L_k(\xi) &= \sqrt{L_{kX}^2(\xi) + L_{kY}^2(\xi)}; \\ Q_{kX}(\xi) &= \frac{E_k I_k}{L_1^3} \operatorname{Re} \left[\frac{d^3 W_k(\xi)}{d\xi^3} \right], Q_{kY}(\xi) = \frac{E_k I_k}{L_1^3} \operatorname{Im} \left[\frac{d^3 W_k(\xi)}{d\xi^3} \right], \\ Q_k(\xi) &= \sqrt{Q_{kX}^2(\xi) + Q_{kY}^2(\xi)}; \\ \sigma_{kX}(\xi) &= \frac{L_{kX}(\xi) \cdot D_k}{I_k}, \sigma_{kY}(\xi) = \frac{L_{kY}(\xi) \cdot D_k}{I_k} \\ \sigma_k(\xi) &= \sqrt{\sigma_{kX}^2(\xi) + \sigma_{kY}^2(\xi)}. \end{aligned} \quad (2.45)$$

2.5. Визначення критичних параметрів та дослідження впливу крутного моменту на стійкість колони насосних штанг

Для знаходження критичних параметрів загальної задачі стійкості колони насосних штанг фіксуємо всі, крім розглядуваного параметра α і обчислюємо при різних його значеннях визначник матриці $\|R\|$. Значення величини α , при якому визначник рівний нулю, є критичним значенням [72].

На основі обчислення елементів матриці $\|R\|$ за формулами (2.43) для вхідних даних типової свердловини (діаметр НКТ $D_{\text{НКТ}} = 62$ мм, діаметр

насосних штанг $d = 22$ мм, довжина колони насосних штанг $l = 1000$ м) проведено розрахунок величин значень навантажень, при яких колона втрачає стійкість (додаток А). Такий розрахунок проведено при різних значеннях крутного моменту, прикладеного до колони насосних штанг на усті.

В результаті отримано пари значень величин крутного моменту та осьового зусилля, при яких колона втрачає стійкість (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1

Критичні значення крутного моменту та осьового зусилля

$M_{кр}, \text{Н}\cdot\text{м}$	0	50	100	150	200	250	300	500
$F, \text{Н}$	5940	5760	5640	5580	5530	5500	5480	5450

На рис. 2.3 наведено графік залежності критичного значення осьового зусилля від величини крутного моменту на колону НШ, прикладеного на усті свердловини при вказаних вище вхідних даних.

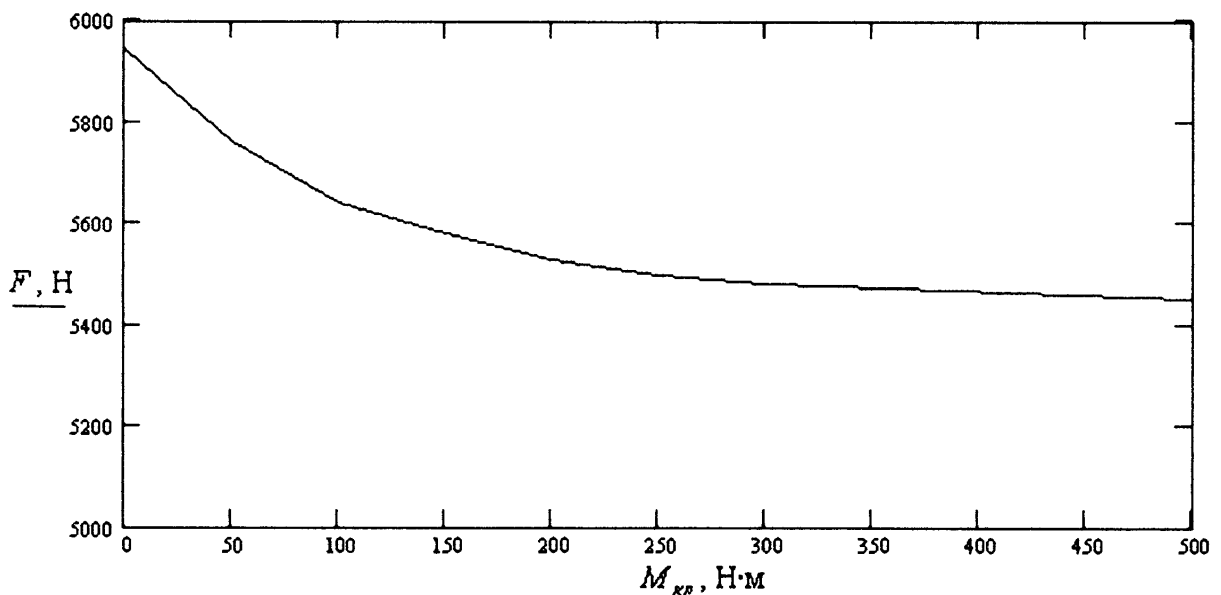


Рис. 2.3. Графік залежності критичного значення осьового зусилля від величини крутного моменту на колону НШ

Аналіз отриманої графічної залежності дає можливість стверджувати, що навантаження колони насосних штанг зосередженим крутним моментом, прикладеним вгорі колони, погіршує умови збереження стійкості колони НШ в порівнянні з відсутністю крутного моменту. Для прикладу, при значенні крутного моменту 500 Н·м, значення критичних поздовжніх зусиль для втрати стійкості колони знижуються на величину до 10%. Очевидно, що напрям крутного моменту впливатиме на напрям навивки спіральної форми колони НШ після втрати стійкості.

Встановлено, що навантаження колони насосних штанг розподіленим крутним моментом практично не впливає на величину критичних зусиль, при дії яких колона втрачає стійкість.

2.6. Висновки до розділу

В результаті створення математичної моделі розрахунку стійкості колони НШ, яка знаходиться під дією комплексу силових факторів, із врахуванням крутного моменту на колону НШ, отримано формули для розрахунку комплексного прогину колони НШ в довільній точці та розрахунку критичних значень зусиль, при яких колони втрачає стійкість.

Проведено аналіз впливу крутного моменту на колону насосних штанг на стійкість колони та отримано графік залежності розміру критичного осьового зусилля від крутного моменту на колону насосних штанг, прикладеного вгорі колони. Навантаження колони насосних штанг крутним моментом, прикладеним вгорі, негативно впливає на стійкість колони НШ (значення критичних поздовжніх зусиль для втрати стійкості знижуються на величину до 10%).

Створена в розділі математична модель може служити базою для визначення параметрів спіральної форми колони насосних штанг після втрати стійкості із врахуванням взаємодії зі стінками НКТ. В подальшому

такий розрахунок може служити основою для розробки рекомендацій щодо вибору компоновки колони насосних штанг для конкретних умов.

Отже, нами показано негативний вплив крутного моменту, зосередженого вгорі колони насосних штанг на її стійкість. Це говорить про те, що при виборі компоновки колони НШ потрібно враховувати величину крутного моменту, створюваного обертачем. Не зважаючи на негативний вплив зосередженого крутного моменту, створюваного обертачем, користь від застосування обертача є безперечною. Тому наступний розділ роботи присвячено покращенню роботи пристроїв для обертання колони насосних штанг.

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ПРИСТРОЇВ ДЛЯ СТВОРЕННЯ КРУТНОГО МОМЕНТУ НА КОЛОНУ НАСОСНИХ ШТАНГ

3.1. Конструкція пристрою 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 повертанню 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 [21].

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 [21]. 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 або храпового колеса з собачкою, або черв'ячної передачі [24].

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% [5].

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. 3.1) [5], протекторами для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг [21], 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. 3.2).

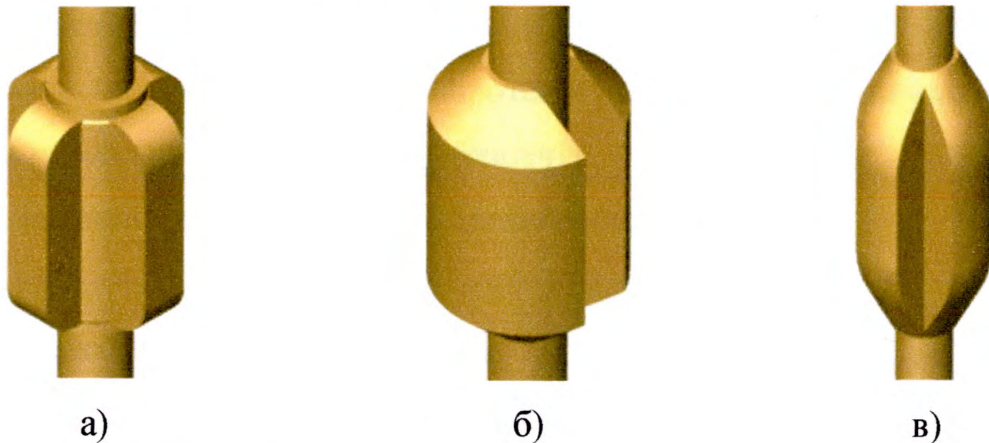


Рис. 3.1. Конструкції протекторів фірм Patco (а), Lotus (б), Stealth (в)

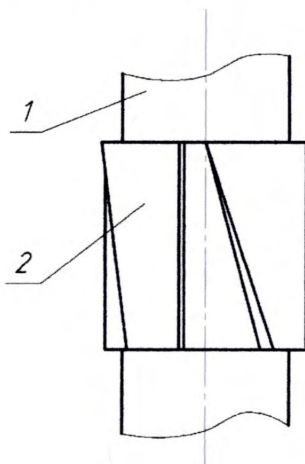


Рис. 3.2. Схема протектора

1 – насосна штанга; 2 – протектор

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.

Для захисту тіла насосних штанг від утворення парафінових відкладень, між протекторами можливе встановлення скребків стандартних конструкцій. В четвертому розділі роботи описано метод покриття тіла насосної штанги склотканинним покриттям, при застосуванні якого знижується інтенсивність відкладання парафіну і скребки можуть не встановлюватись.

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.

3.1.1. Розрахунок величини крутного моменту, створюваного лопатями протектора

З огляду на спорідненість призначення протектора для створення додаткового крутного моменту і гідравлічної осьової турбіни, розрахунок величини крутного моменту, що створюється пристроєм з набором

протекторів з лопатями, проведено за методикою розрахунку осьових турбін [76].

В гідравлічній турбіні здійснюється процес перетворення енергії потоку рідини в механічну енергію обертання вала двигуна. 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 \bar{c} частинки рідини в області між лопатями можна отримати як геометричну суму відносної швидкості $\bar{\omega}$ і переносної \bar{u} із паралелограма швидкостей.

Для розрахунку приймемо, 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 $\bar{\omega}$ може бути напрямлена по дотичній до поверхні лопаті в розглядуваній точці.

Для опису схеми руху рідини між лопатями протектора введемо такі позначення [22]:

\bar{c}_1 і \bar{c}_2 - абсолютні швидкості руху рідини на вході в простір між лопатями при і виході з нього (рис. 3.2);

\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_{II} - 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 [76].

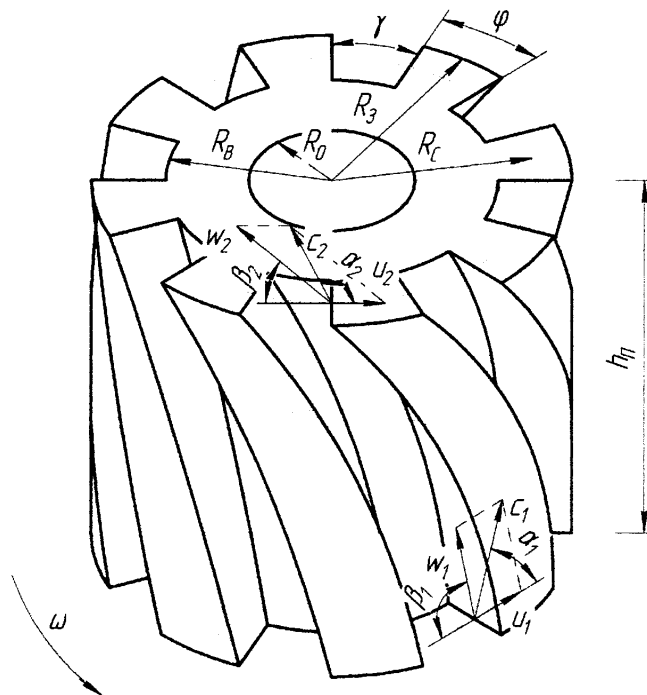


Рис. 3.2. Розрахункова схема протектора

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. При розрахунках не враховувався вплив відкладень парафіну на величину крутного моменту, створюваного протектором, в зв'язку із складністю прогнозування значень товщини шару парафіну, однак створена математична модель дозволяє провести обчислення параметрів взаємодії протектора і рідини при заданій товщині шару парафіну.

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. 3.3). 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:

$$\delta I_1 = \delta m c_1 = \rho dQ c_1, \quad (3.1)$$

і відповідно на виході з протектора:

$$\delta I_2 = \delta m c_2 = \rho dQ c_2, \quad (3.2)$$

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, величину плеча можна прийняти рівну величині середнього радіусу лопаті:

$$R_C = \frac{R_B + R_3}{2}. \quad (3.3)$$

Тоді:

$$dM_1 = \delta I_1 R_C = \rho dQ c_1 \cos \alpha_1 R_C; \quad (3.4)$$

$$dM_2 = \delta I_2 R_C = \rho dQ c_2 \cos \alpha_2 R_C. \quad (3.5)$$

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:

$$\Delta M = dM_2 - dM_1 = \rho dQ R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1). \quad (3.6)$$

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

$$\Sigma \Delta M = \Sigma \rho dQ R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) = \rho Q_T R_C (c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1). \quad (3.7)$$

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:

$$M_{KP} = \rho Q_T R_C (-c_2 \cos \alpha_2 + c_1 \cos \alpha_1). \quad (3.8)$$

Проведемо розрахунок величин, що входять у рівняння (3.8).

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:

$$Q_T = v_{\text{НШ}} \cdot \pi \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{(R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}, \quad (3.9)$$

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

n - кількість лопатей протектора;

R_3 - зовнішній радіус протектора;

R_B - внутрішній радіус протектора;

$R_{\text{НКТ}}$ - внутрішній радіус НКТ;

R_0 - радіус тіла насосної штанги;

γ - кут між гранями міжлопатєвого каналу в перерізі (рис. 3.3).

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:

$$u_1 = u_2 = \omega \cdot R_c, \quad (3.10)$$

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. 3.2) за одиницю часу:

$$w = \frac{Q_T}{S}, \quad (3.11)$$

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

Визначимо величину переносної швидкості, виходячи із формул (3.9) та (3.11). Отримаємо:

$$w_1 = v_{HШ} \cdot \frac{R_{HKT}^2 - R_0^2}{R_{HKT}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (3.12)$$

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. 3.4), величина переносної швидкості на виході із протектора буде такою ж, як і в перерізі I-I [76].

$$w_1 = w_2. \quad (3.13)$$

Значення величин абсолютних швидкостей c_1 і c_2 визначимо як довжини сторін довільного трикутника [77]:

$$c_1 = \sqrt{u_1^2 + w_1^2 - 2u_1 \cdot w_1 \cdot \cos \beta_1}; \quad (3.14)$$

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2u_2 \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2}. \quad (3.15)$$

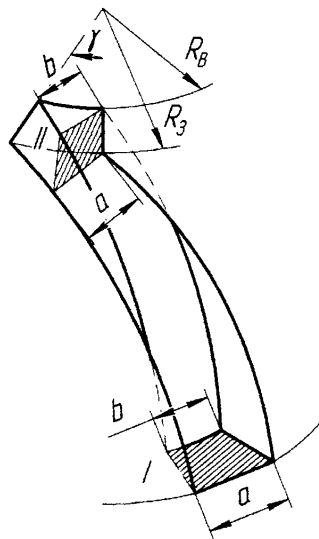


Рис. 3.3. Схема каналу між лопатями

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

$$\cos \alpha_1 = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2c_1 \cdot u_1}; \quad (3.16)$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2c_2 \cdot u_2}. \quad (3.17).$$

Таким чином, здійснивши підстановку величин, розрахованих за формулами (3.9), (3.12), (3.14), (3.15), (3.16), (3.17) у формулу (3.8), визначаємо величину крутного моменту, створюваного протектором.

Даний розрахунок, проведений за допомогою програми MathSoft MathCad [78] при заданих вхідних даних – параметрах типової свердловини наведений в додатку Б.

Визначимо величину середнього крутного моменту, створюваного протектором, із умови, що за половину тривалості циклу роботи верстата-качалки через протектор і кільцевий простір навколо протектора пройде об'єм рідини, рівний добутку площі кільцевого перерізу в колоні НКТ під протектором на довжину ходу устьового штока:

$$Q_{TC} = \frac{2s \cdot \pi \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2)}{T} \cdot \frac{n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{(R_{HKT}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (3.18)$$

Застосовуючи визначену за формулою (3.18) величину Q_{TC} при розрахунках за формулами (3.8)-(3.17), отримаємо середнє значення крутного моменту за половину циклу роботи верстата-качалки. Даний розрахунок при заданих вхідних даних для типової свердловини наведений в додатку Б.

Проведемо розрахунок величини крутного моменту, користуючись законом зміни кількості руху [79].

Розглянемо рух рідини в просторі між лопатями протектора при переміщенні від входу в протектор до виходу з нього. Для цього змодельємо канал із віссю просторової спіральної орієнтації у вигляді каналу із криволінійною віссю в площині при збереженні кутів нахилу напрямків граней лопатей до горизонталі (рис. 3.4).

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 $m \cdot w_2$.

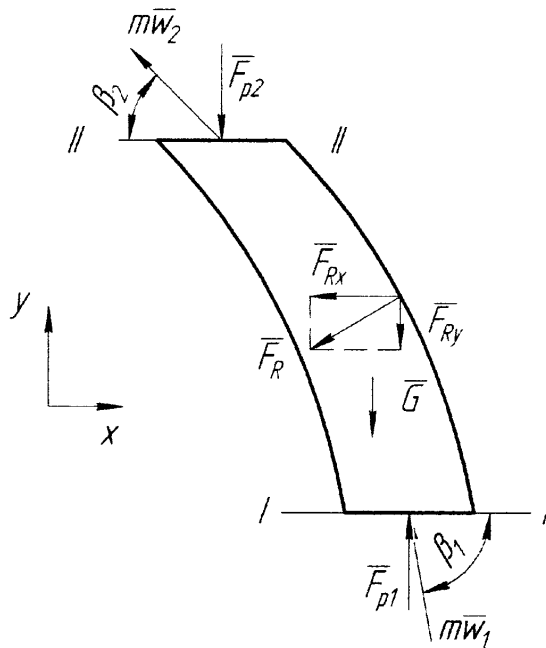


Рис. 3.4. Розрахункова схема каналу між лопатями протектора

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

$$m d\bar{w} = m(\bar{w}_2 - \bar{w}_1). \quad (3.19)$$

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

$$\bar{F} dt = m d\bar{w}. \quad (3.20)$$

Скоротивши на величину dt , отримаємо векторну рівність:

$$\bar{F} = Q_m (\bar{w}_2 - \bar{w}_1). \quad (3.21)$$

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:

$$\bar{F}_{p1} + \bar{F}_{p2} + \bar{G} + \bar{F}_R = Q_m (\bar{w}_2 - \bar{w}_1). \quad (3.22)$$

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. 3.4) :

$$-F_{Rx} = Q_m (-w_2 \cdot \cos \beta_2 + w_1 \cdot \cos \beta_1), \quad (3.23)$$

Або:

$$F_{Rx} = Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1). \quad (3.24)$$

Тоді формула розрахунку значення крутного моменту:

$$M_{KP} = R_C \cdot F_{Rx} = R_C \cdot Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1). \quad (3.25)$$

Програма розрахунку числового значення величини M_{KP} при заданих вхідних даних для типової свердловини за допомогою програми MathCad наведена в додатку Б. Максимальне значення величини крутного моменту, створюваного протектором за час руху колони насосних штанг вниз складає $M_{KP} = 0,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

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

Із формули (3.25) видно, 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 за формулою (3.9) 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 (додаток Б), 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. Раціональне значення кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на вході в протектор визначимо із умови безударного входу рідини в канал між лопатями протектора [80] (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 [22], створюваного протектором, слід провести окремий розрахунок з метою визначення раціонального 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.

3.1.3. Обґрунтування параметрів протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг на основі принципів конструювання турбін турбобурів

З огляду на спорідненість призначення розглядуваної конструкції протектора і турбін турбобурів, застосуємо принципи проектування турбін для вибору раціональних параметрів протектора.

1 Профільювання решітки лопатей протектора. Задача профільювання 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 [80].

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 [80].

Канали решітки виконуються з достатнім наближенням до постійної ширини.

2 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 [80].

Величину осьової висоти решітки лопатей протектора можна визначити із умови забезпечення плавного переходу від напрямку каналу на вході до напрямку каналу на виході [80].

3 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 [80], 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:

$$t_{opt} = \frac{1}{2} \cdot c_H \cdot \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2 \cdot \sin(\beta_1 + \beta_2)} \cdot h_p, \quad (3.26)$$

де t_{opt} - раціональне значення величини кроку;

c_H - коефіцієнт навантаження.

На основі експериментальних даних визначено величину c_H [80], яку слід приймати в межах $c_H = 0,9 - 1,1$.

4 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 [80].

5 Визначення товщини профіля лопаті. На основі рекомендацій, виведених при експериментальних випробуваннях турбін турбобурів [80], 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:

$$\bar{c} = \frac{c}{b}, \quad (3.27)$$

де c - товщина профіля лопаті;

b - хорда лопаті.

6 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:

$$r_{BKK} = \bar{r}_{BKK} \cdot b, \quad (3.28)$$

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

b - хорда лопаті.

Для турбін турбобурів значення відносного радіуса вхідної кромки рекомендовано приймати в межах $\bar{r}_{BKK} = 0,04 - 0,05$ [80]. У випадку конструювання решітки лопатей протектора значення радіуса вхідної кромки може перевищувати рекомендоване для полегшення виготовлення протектора та підвищення стійкості до зношування.

7 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 $\bar{r}_{BKK} = 0,03 - 0,02$:

$$\bar{r}_{\text{вихк}} = \frac{r_{\text{вихк}}}{b}, \quad (3.29)$$

$r_{\text{вихк}}$ - 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.

3.1.4. 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, прийемо 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) [5]. Для розрахунків виберемо типорозмір протектора для застосування в НКТ внутрішнім діаметром 60 мм на насосних штангах діаметром 19 мм. Загальний вигляд та креслення протектора наведено на рис. 3.5 [5].

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 [5]. 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.

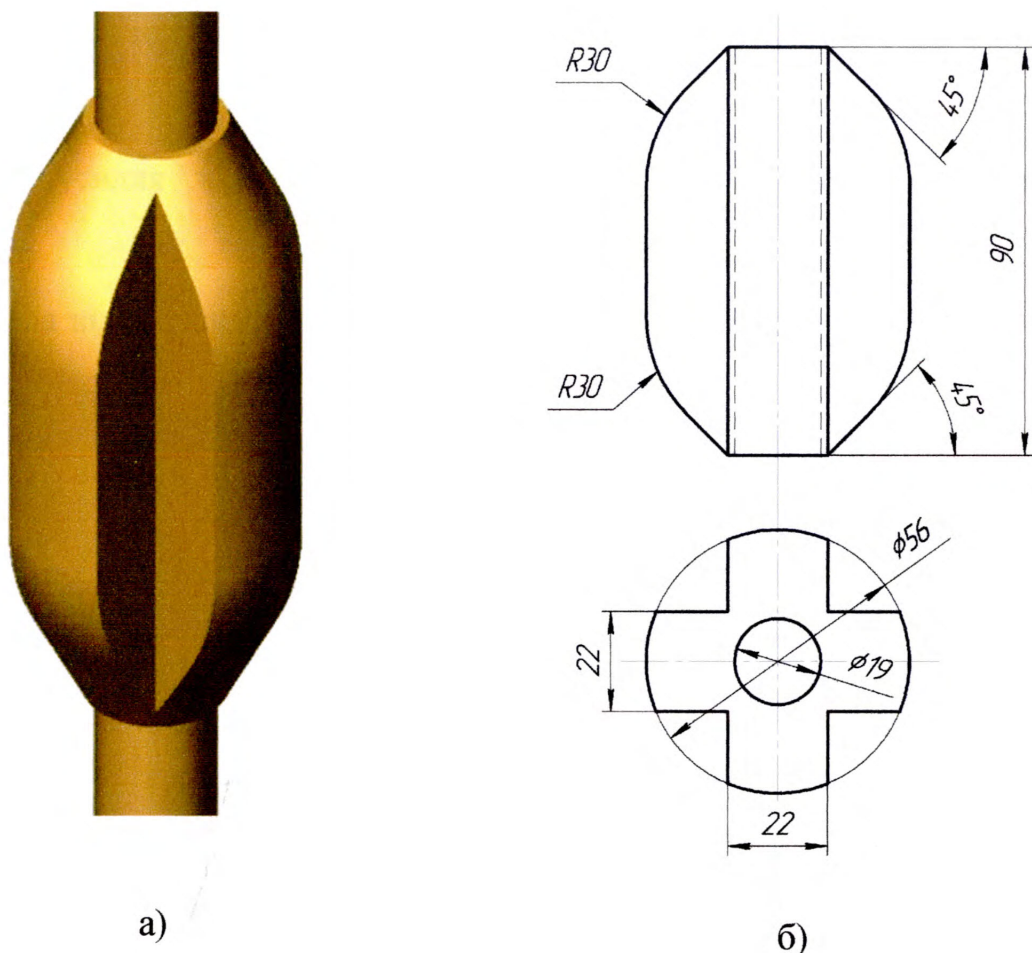


Рис. 3.5. Протектор моделі Stealth™ фірми The Endurance™ (США): загальний вигляд (а), і схема з розмірами (б)

3.1.4.1. Розрахунок зусилля, що діє з боку потоку на протектор серійної моделі

Проведемо розрахунок зусилля, що діє з боку потоку рідини на протектор серійної моделі (сила гідродинамічного опору). Це зусилля можна обчислити як суму двох складових – зусилля за рахунок різниці сил тиску на торцеві поверхні протектора і зусилля від гідравлічного тертя в кільцевому просторі навколо протектора (рис. 3.6):

$$F_C = F_{\Delta p_C} + F_{TC}, \quad (3.30)$$

де $F_{\Delta p_C}$ - зусилля за рахунок різниці сил тиску на торцеві поверхні протектора;

F_{TC} - зусилля від гідравлічного тертя в кільцевому просторі навколо лопатей протектора.

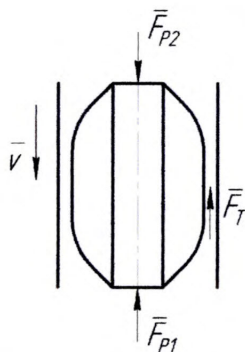


Рис. 3.6. Схема дії сил на протектор

Зусилля за рахунок різниці сил тиску на торцеві поверхні протектора [84]:

$$F_{\Delta p_C} = F_{p1} - F_{p2} = \Delta p_C \cdot S_{PC}, \quad (3.31)$$

де F_{p1} - зусилля, що діє на нижню торцеву поверхню протектора;

F_{p2} - зусилля, що діє на верхню торцеву поверхню протектора;

Δp_C - величина втрат тиску потоку рідини при проходженні протектора;

S_{PC} - площа поперечного перерізу протектора серійної моделі.

Величину втрат тиску при проходженні протектора визначимо, прийнявши канали протектора (рис. 3.7) за місцевий гідравлічний опір [81]. При цьому з огляду на невелику величину радіального зазору між лопатями протектора і НКТ (2 мм) вважатимемо, що через канали 4 (рис. 3.7) при русі колони НШ вниз проходить вся рідина під протектором крім прошарку, який відповідає товщині, рівній радіальному зазору між протектором і НКТ.

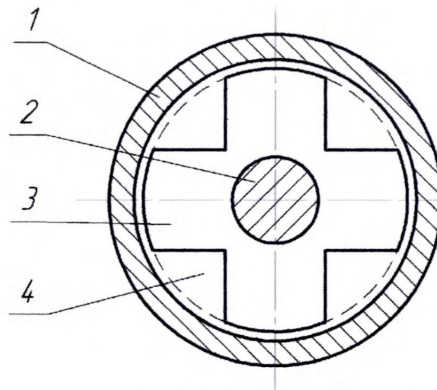


Рис. 3.7. Переріз протектора серійної моделі в НКТ
1 – НКТ; 2 – НШ; 3 – протектор; 4 – канал протектора

Визначимо коефіцієнт гідравлічного опору як для випадку раптового звуження потоку з послідовним раптовим розширенням потоку [81]. У випадку раптового звуження потоку коефіцієнт місцевого опору обчислюється за формулою [81]:

$$\xi_{zc} = 0,5 \left(1 - \frac{S_{2c}}{S_{1c}} \right), \quad (3.32)$$

де S_{1c} - площа перерізу кільцевого простору під протектором;

S_{2c} - сумарна площа перерізу каналів протектора.

Площа перерізу кільцевого простору під протектором визначається за формулою:

$$S_{1c} = \pi \cdot (R_{nc}^2 - R_0^2), \quad (3.33)$$

де R_{nc} - радіус протектора серійної моделі.

Визначимо сумарну площу перерізу каналів протектора (рис. 3.8) [77]:

$$S_{2C} = 4 \left[\frac{\pi \cdot R_{PC}^2}{4} - 2 \left[\pi \cdot R_{PC}^2 \cdot \frac{\alpha}{360^\circ} - \frac{b}{4} \cdot \left(R_{PC} \cdot \cos \alpha - \frac{b}{2} \right) \right] \right] \quad (3.34)$$

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{b}{2R_{PC}} \right)$$

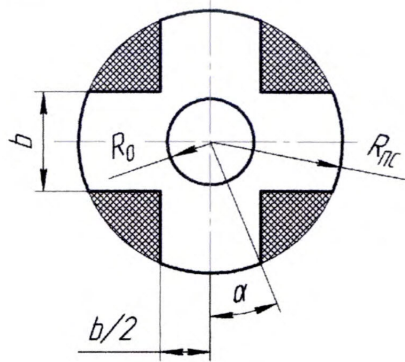


Рис. 3.8. Схема для визначення площі каналу протектора

Тоді за формулою (3.41):

$$\xi_{3C} = 0,5 \left(1 - \frac{S_{2C}}{\pi \cdot (R_{PC}^2 - R_0^2)} \right). \quad (3.35)$$

Провівши підстановку чисельних значень величин у формулу (3.35), отримаємо значення коефіцієнта місцевого опору при раптовому звуженні $\xi_{3C} = 0,374$ (додаток Б).

У випадку раптового розширення потоку коефіцієнт місцевого опору обчислюється за формулою Борда-Карно [81]:

$$\xi_{PC} = \left(1 - \frac{S_{2C}}{S_{1C}} \right)^2. \quad (3.36)$$

Підставивши числові значення величин, отримаємо $\xi_{PC} = 0,56$ (додаток Б).

Загальний коефіцієнт місцевого опору становить:

$$\xi_C = \xi_{3C} + \xi_{PC} = 0,935. \quad (3.37)$$

Далі визначимо величину втрат тиску на протекторі [82]:

$$\Delta p_c = \xi_c \frac{\rho \cdot w_c^2}{2}, \quad (3.38)$$

де w_c - швидкість руху рідини в каналі протектора.

Швидкість w_c визначимо з умови, що об'єм рідини під протектором проходить по каналу протектора:

$$w_c = v_{нш} \cdot \frac{S_{1c}}{S_{2c}}. \quad (3.39)$$

Тоді за формулою (3.38):

$$\Delta p_c = \frac{\xi_c}{2} \cdot \rho \cdot \left(v_{нш} \cdot \frac{S_{1c}}{S_{2c}} \right)^2. \quad (3.40)$$

Розрахунок величини втрат тиску при проходженні потоку рідини через протектор серійної моделі проведемо, прийнявши швидкість руху колони НШ $v_{нш} = 1 \text{ м/с}$. Визначене при цій умові значення втрат тиску становить $\Delta p_c = 6,654 \cdot 10^3 \text{ Па}$.

Величину площі поперечного перерізу протектора серійної моделі знайдемо за формулою:

$$S_{лс} = S_{1c} - S_{2c}. \quad (3.41)$$

Визначимо зусилля від гідравлічного тертя в кільцевому просторі навколо протектора визначимо за гідродинамічною теорією змащення [84]:

$$F_{тс} = \mu \cdot \frac{S_{бс} \cdot v_c}{\delta_c}, \quad (3.42)$$

де $S_{бс}$ - повна поверхня дотику зовнішньої поверхні протектора з рідиною;

v_c - швидкість потоку рідини в кільцевому просторі навколо протектора;

μ - коефіцієнт в'язкості рідини;

δ_c - величина радіального зазору між протектором і НКТ.

Площу $S_{бс}$ обчислимо як площу бічної поверхні циліндра:

$$S_{BC} = \left[h_c - 2 \cdot \left(R_{ПС} - \frac{b}{2} \right) \cdot \tan(\beta) \right] \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_{ПС} \cdot \frac{8\alpha}{360^\circ}, \quad (3.43)$$

де h_c - висота протектора серійної моделі;

β - кут фаски протектора (рис. 3.5, б).

Швидкість потоку рідини в кільцевому просторі навколо протектора приймемо рівну швидкості опускання колони НШ з огляду на малу величину радіального зазору між протектором і НКТ і в'язкість пластової продукції.

Розрахунок величини зусилля, що діє на протектор серійної моделі з боку потоку рідини при заданих вхідних даних наведено в додатку Б. В результаті обчислень нами отримано величину зусилля, що діє на протектор (при швидкості опускання колони НШ $v_{НШ} = 1 \text{ м/с}$) $F_c = 11,09 \text{ Н}$.

В роботі [5] проведено комп'ютерне моделювання методом скінченних елементів протектора розглядуваної нами конструкції. В результаті моделювання, визначено величину сили гідродинамічного опору потоку рідини при проходженні протектора $F_{СКМ} = 11,25 \text{ Н}$ [5]. Невелика різниця (2%) в результатах визначення величини сили гідродинамічного опору аналітичним і комп'ютерним способами підтверджує правильність проведених розрахунків.

3.1.4.2. 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:

$$F_{\Pi} = F_{\Delta p \Pi} + F_{T \Pi} + F_{Ry \Pi} \quad (3.44)$$

Зусилля за рахунок різниці сил тиску на знизу і зверху протектора обчислимо аналогічно (3.31):

$$F_{\Delta p_{II}} = \Delta p_{II} \cdot S_{III}, \quad (3.45)$$

де S_{III} - площа поперечного перерізу протектора з лопатями.

Площу поперечного перерізу протектора з лопатями визначимо за формулою (рис. 3.2):

$$S_{III} = \pi \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot n \cdot \frac{\phi}{360^\circ} + \pi \cdot R_B^2 - \pi \cdot R_0^2. \quad (3.46)$$

Величину втрат тиску в каналах між лопатями протектора визначимо, прийнявши канал між лопатями протектора за місцевий гідравлічний опір [86]

Коефіцієнт гідравлічного опору розраховано як для випадку раптового звуження потоку з послідовно розміщеним раптовим розширенням потоку [81]. В даному випадку коефіцієнт місцевого опору обчислюється за формулою:

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right) + \left(1 - \frac{S_2}{S_1} \right)^2, \quad (3.47)$$

де S_1 - площа перерізу кільцевого простору під протектором;

S_2 - площа перерізу каналів між лопатями протектора.

Значення вищевказаних площ можна визначити:

$$S_1 = \pi \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2), \quad (3.48)$$

$$S_2 = \pi \cdot n \cdot (R_{HKT}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}. \quad (3.49)$$

Тоді за формулою (3.47):

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{n \cdot (R_{HKT}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{HKT}^2 - R_0^2} \right) + \left(1 - \frac{n \cdot (R_{HKT}^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360^\circ}}{R_{HKT}^2 - R_0^2} \right)^2. \quad (3.50)$$

Далі визначимо величину втрат тиску на протекторі:

$$\Delta p_{\Pi} = \xi \frac{\rho \cdot w_1^2}{2}, \quad (3.51)$$

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

Швидкість w_1 визначимо за формулою (3.12).

При заданих вхідних даних типової свердловини і швидкості опускання колони НШ $v_{НШ} = 1$ м/с зусилля за рахунок різниці сил тиску на низу і зверху протектора становить $F_{\Delta p_{\Pi}} = 5,102$ Н (додаток Б).

Величину сили тертя рідини до торцевих поверхонь лопатей протектора визначимо за гідродинамічною теорією змащення [83]:

$$F_{\text{тп}} = \mu \cdot \frac{S_{\text{л}} \cdot v}{\delta}, \quad (3.52)$$

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 $S_{\text{л}}$ може бути обчислена за формулою:

$$S_{\text{л}} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_3 \cdot h_{\Pi} \cdot \frac{\varphi}{360}. \quad (3.53)$$

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

$$Q_{\Pi} = v_{\text{НШ}} \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot \pi (R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}}{R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (3.54)$$

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

$$v = \frac{Q_{\Pi}}{n \cdot \pi (R_{\text{HKT}}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}} = \frac{v_{\text{HШ}} \cdot (R_{\text{HKT}}^2 - R_0^2)}{R_{\text{HKT}}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (3.55)$$

При значенні $v_{\text{HШ}} = 1$ м/с значення сили тертя рідини до торцевих поверхонь лопатей протектора становить $F_{\text{ТТ}} = 1,368$ Н (додаток Б).

Величину вертикальної складової сил опору в каналах протектора обчислимо, спроєктувавши сили, що діють на рідину між лопатями на вертикальну вісь (рис. 3.5). 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 за (3.22) можна записати:

$$F_{\text{РyII}} = -Q_T \cdot \rho \cdot (w_2 \cdot \sin \beta_2 - w_1 \cdot \sin \beta_1). \quad (3.56)$$

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

$$F_{\text{РyII}} = Q_T \cdot \rho \cdot (w_1 \cdot \sin \beta_1 - w_2 \cdot \sin \beta_2). \quad (3.57)$$

Величина швидкості руху рідини в каналі між лопатями протектора:

$$w = w_1 = w_2. \quad (3.58)$$

Значення швидкості w_1 обчислюємо за формулою (3.12).

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

$$F_C = F_{\Delta p \Pi} + F_{\text{ТТ}} + F_{\text{РyII}}, \quad (3.59)$$

звідки можна записати:

$$F_{RyII} = F_C - F_{\Delta pII} - F_{TII}. \quad (3.60)$$

Прирівнявши праві частини рівнянь (3.57) і (3.60) 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.

В додатку Б наведено програму розрахунку раціонального значення кута β_2 на основі наведених вище формул в програмі MathCad. Із розрахунку видно, що для виконання умови рівності сил гідродинамічного опору двох розглядуваних конструкцій протекторів, значення кута нахилу лопаті на виході з протектора становить близько 7° . Однак в зв'язку із наявністю на стінках НКТ парафінових відкладень, вплив яких на опір руху протектора спрогнозувати важко, величину кута β_2 прийmemo із запасом. Згідно рекомендацій щодо конструювання турбін турбобурів [80] за раціональне значення прийmemo кут $\beta_2 = 40^\circ$.

При підстановці вибраного значення кута β_2 у формулу розрахунку вертикальної складової сил опору в каналах протектора (3.57) і у формулу визначення загальної сили гідродинамічного опору протектора (3.44) при значенні $v_{НШ} = 1$ м/с, обчислимо величину сили гідродинамічного опору протектора $F_{II} = 8,34$ Н (додаток Б). Бачимо, що величина сили гідродинамічного опору для пропонованої конструкції протектора менша за аналогічний показник серійної моделі протектора на 25%, що свідчить про те, що з точки зору створюваного гідродинамічного опору протектор для створення додаткового крутного моменту придатний до експлуатації в умовах свердловини.

3.1.5. 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:

$$v_B = \frac{Q_{пл}}{S_{II}} = \frac{v_{нш} \cdot S_{пл}}{S_{II}}, \quad (3.61)$$

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:

$$S_{пл} = \pi \cdot \frac{D_{пл}^2 - 2R_0^2}{4}. \quad (3.62)$$

Тоді за формулою (3.61):

$$v_B = \frac{v_{нш} \cdot (D_{пл}^2 - 4R_0^2)}{4 \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2)}. \quad (3.63)$$

Тоді швидкість руху рідини в колоні НКТ відносно НШ:

$$\Delta v = v_B - v_{нш} = \frac{v_{нш} \cdot (D_{пл}^2 - 4R_0^2)}{4 \cdot (R_{НКТ}^2 - R_0^2)} - v_{нш} = v_{нш} \left(\frac{D_{пл}^2 - 4R_0^2}{4(R_{НКТ}^2 - R_0^2)} - 1 \right). \quad (3.64)$$

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 (3.25) [76]:

$$M_{кр} = R_C \cdot Q_{ТВ} \cdot \rho (w_{B2} \cdot \cos \beta_{B2} - w_{B1} \cdot \cos \beta_{B1}), \quad (3.65)$$

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. 3.9);

β_{B1} - кут між напрямом лопатей і коловою швидкістю обертання протектора на вході в протектор (вгорі, переріз I-I, рис. 3.9).

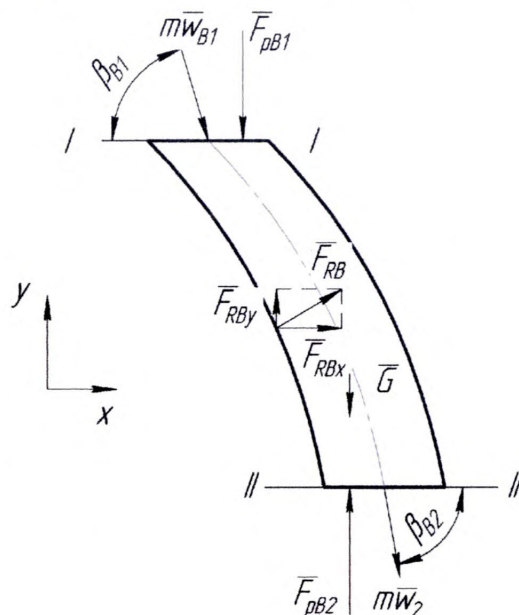


Рис. 3.9. Розрахункова схема каналу між лопатями протектора при русі колони насосних штанг вгору

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

$$Q_B = \Delta v \cdot \pi \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2). \quad (3.66)$$

Аналогічно розрахунковій формулі (3.9) визначимо значення подачі рідини через канали протектора:

$$Q_{\text{ТВ}} = \Delta v \cdot (R_{\text{НКТ}}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot \pi (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}{(R_{\text{НКТ}}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (3.67)$$

Значення відносної швидкості руху рідини вздовж лопаті на вході і на виході протектора визначимо за формулами, аналогічно (3.12), (3.13)

$$w_{B1} = w_{B2} = \frac{\Delta v \cdot \pi \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2)}{(R_{HKT}^2 - R_3^2) + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (3.68)$$

Значення кутів на вході і виході з протектора β_{B1} , β_{B2} (рис. 3.9, рис. 3.4):

$$\beta_{B1} = \beta_2; \quad (3.69)$$

$$\beta_{B2} = \beta_1. \quad (3.70).$$

Обчислення числового значення величини M_{KP} при параметрах типової свердловини за допомогою програми MathSoft MathCad [78] наведене в додатку Б. Максимальне значення визначеної величини крутного моменту становить $M_{KP} = 0,008$ Н·м.

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

Розрахунок зусилля, що діє з боку потоку на протектор для створення додаткового крутного моменту при русі колони насосних штанг вгору, проведемо аналогічно до розрахунку, наведеного в пункті 3.1.4.2.

Зусилля за рахунок різниці сил тиску на знизу і зверху протектора обчислимо аналогічно (3.45):

$$F_{\Delta pB} = \Delta p_{PB} \cdot S_{III}. \quad (3.71)$$

Величину втрат тиску в каналах між лопатями протектора Δp_{PB} визначимо аналогічно формулі (3.51):

$$\Delta p_{PB} = \xi \frac{\rho \cdot w_{B1}^2}{2}. \quad (3.72)$$

Величину сили тертя рідини до торцевих поверхонь лопатей протектора при русі колони насосних штанг вгору визначимо аналогічно формулі (3.52):

$$F_{TB} = \mu \cdot \frac{S_L \cdot v_B}{\delta}, \quad (3.73)$$

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, аналогічно до (3.54):

$$Q_{PB} = \Delta v \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot \pi (R_{HKT}^2 - R_3^2) \cdot \frac{\varphi}{360}}{R_{HKT}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (3.74)$$

Величину швидкості течії в просторі сегментів кільцевого простору визначимо аналогічно до (3.55):

$$v_x = \frac{\Delta v \cdot (R_{HKT}^2 - R_0^2)}{R_{HKT}^2 - R_3^2 + n \cdot (R_3^2 - R_B^2) \cdot \frac{\gamma}{360}}. \quad (3.75)$$

Величину вертикальної складової сил опору в каналах протектора при русі колони НШ вгору обчислимо аналогічно (3.57):

$$F_{RyB} = Q_{TB} \cdot \rho \cdot (w_{B2} \cdot \sin \beta_{B2} - w_{B1} \cdot \sin \beta_{B1}). \quad (3.76)$$

Величина швидкості руху рідини в каналі між лопатями протектора:

$$w_B = w_{B1} = w_{B2}. \quad (3.77)$$

Значення швидкості w_{B1} обчислюємо за формулою (3.68).

Сумарну величину силу гідродинамічного опору при проходженні потоку рідини через протектор при русі колони насосних штанг вгору обчислимо аналогічно до (3.44):

$$F_{PB} = F_{\Delta pB} + F_{TB} + F_{RyB}. \quad (3.78)$$

Обчислення числового значення сили гідродинамічного опору при русі колони НШ вгору при параметрах типової свердловини за допомогою

програми MathSoft MathCad [78] наведене в додатку Б. Визначене значення становить $F_{пв} = 0,924$ Н.

3.1.7. Конструювання протектора

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 60 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. 3.10). 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 [5].

Кількість лопатей приймемо рівною 6, така кількість забезпечує достатню ширину каналу між лопатями для запобігання закупорюванню каналу між лопатями парафіновими сполуками, при цьому така кількість лопатей дозволяє витримати таку їх товщину, яка забезпечує їх міцність на згин і стійкість до зношування.

Товщину профіля лопаті приймемо рівну 10 мм (рис. 3.10) на основі рекомендацій [80]. Слід зауважити, що тут ми здійснили перехід від прийнятої на початку розділу моделі протектора, в якій лопаті перерізі були секторними, до лопатей з прямокутним перерізом із заданою товщиною. Даний перехід зумовлений рекомендаціями щодо конструювання турбін турбобурів, і завдяки схожості обидвох моделей між собою, не впливатиме істотно на розраховані вище параметри протектора.

Величину внутрішнього радіуса протектора приймемо рівну 22 мм, тут ми незначно відхилились від обчисленого в додатку Б раціонального значення внутрішнього радіуса, при цьому забезпечили достатню глибину

каналу між лопатями для зниження ризику закупорення каналу парафіновими сполуками.

Величину зовнішнього радіусу протектора приймемо рівну 29 мм з умови забезпечення радіального зазору в 1 мм між торцями лопатей і НКТ.

Кут нахилу лопаті на вході в протектор приймемо рівним 90° (рис. 3.10) із умови забезпечення безударного входу рідини в канал між лопатями.

Кут нахилу лопаті на виході з протектора приймемо рівним 40° (рис. 3.11) на основі даних розрахунку, наведеному в додатку Б та згідно з рекомендаціями щодо конструювання турбін турбобурів [80].

Профіль решітки лопатей протектора виконано так, що вона окреслюється плавними лініями [80]. В якості кривої, яка описує спинку лопаті решітки використано дуги спряжених кіл (рис. 3.11). Канал решіток виконано з достатнім наближенням до постійної ширини.

Крок в решітці профілів приймемо рівним 23,03 мм (рис. 3.12). Даний розмір визначено на основі рекомендацій [80] за формулою (3.26). Для підстановки в формулу в якості величини висоти протектора застосовується розмір зони викривлення потоку.

Величину радіуса кола входної кромки приймаємо 10 мм, радіус кола вихідної кромки – 7,23 мм (рис. 3.11).

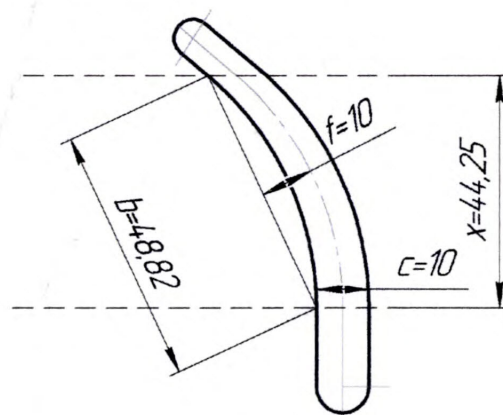


Рис. 3.10. Лопать протектора

b – хорда лопаті; f – максимальне відхилення лопаті; c – товщина профіля лопаті; x - висота зони викривлення потоку

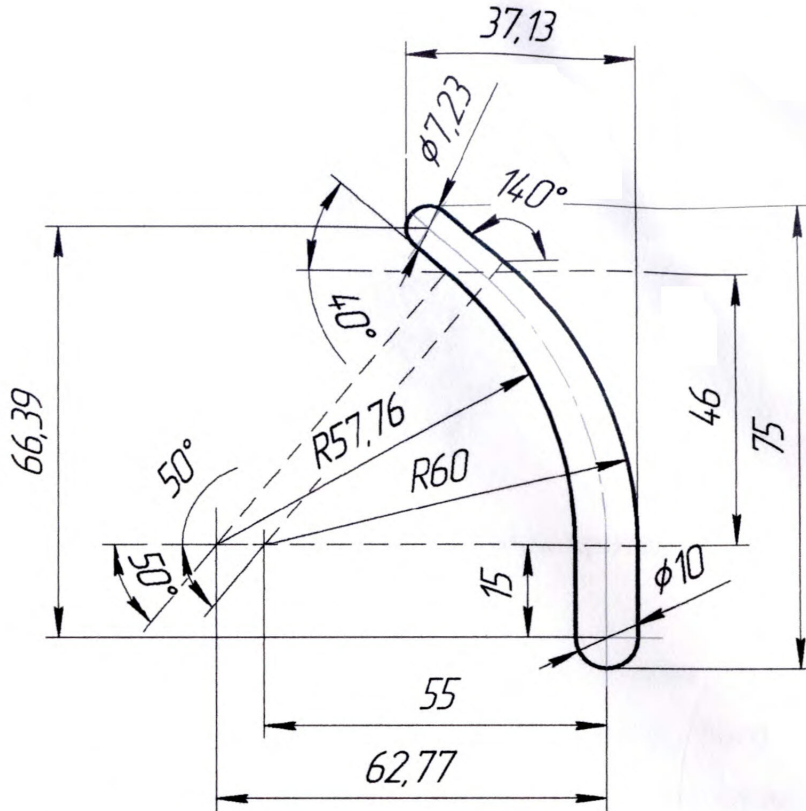


Рис. 3.11. Розміри профіля лопаті протектора

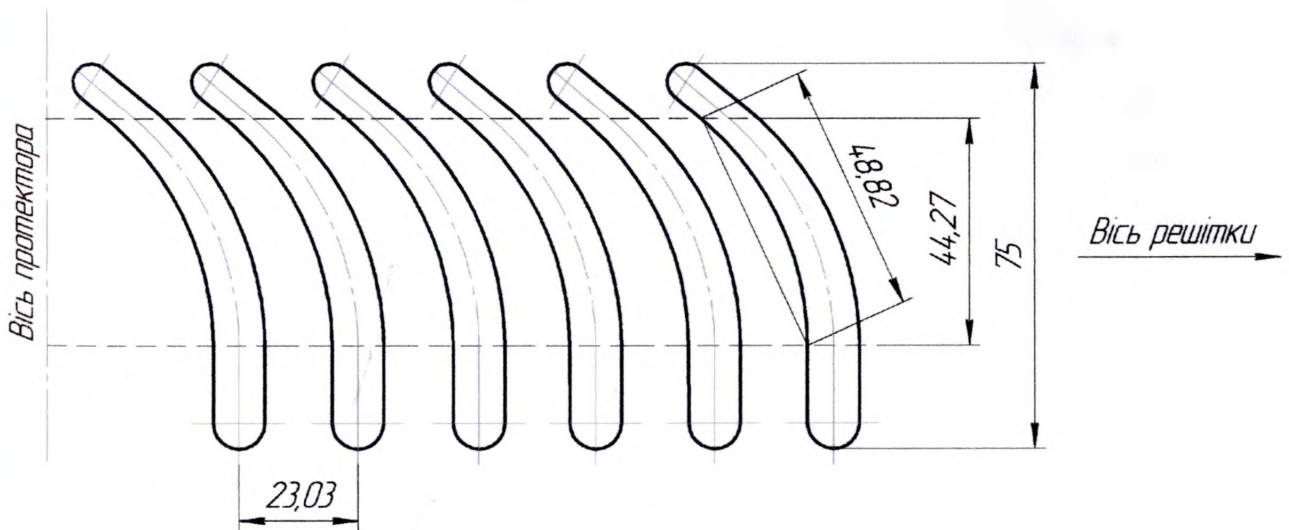


Рис. 3.12. Решітка лопатей протектора

Тривимірну модель протектора наведено на рис. 3.13.



Рис. 3.13. Тривимірна 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° .

Протектори описаної конструкції пропонується встановлювати на тіло насосної штанги термопластичним формуванням на натурних насосних штангах. З огляду на спів розмірність навантажень, які діють на протектор описаної конструкції і протектори серійних моделей [5], матеріал протектора і параметри процесу формування можна прийняти аналогічними до використовуваних у промисловій практиці.

3.1.8. 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 [85].

Протектор моделюється як циліндр з фасками (рис. 3.14), до бічної поверхні якого приєднано шість лопатей заданого профілю (рис. 3.15), кожна наступна лопать отримується копіюванням попередньої з поворотом на 60° відносно осі циліндра.

Дерево побудови моделі наведено на рис. 3.14.

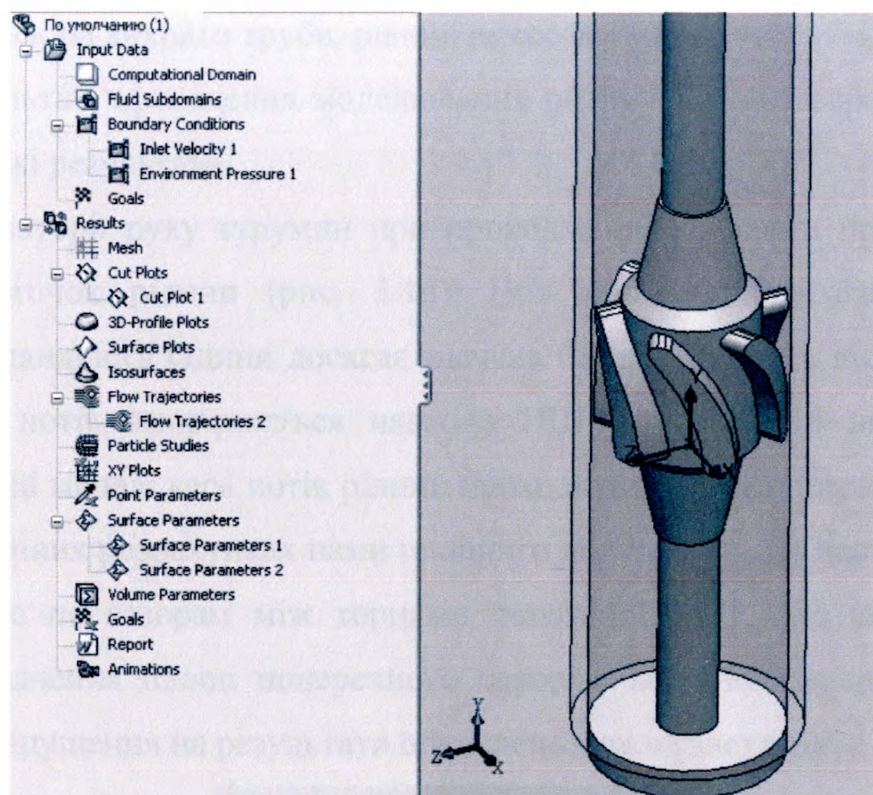


Рис. 3.14. Дерево побудови моделі протектора насосних штанг

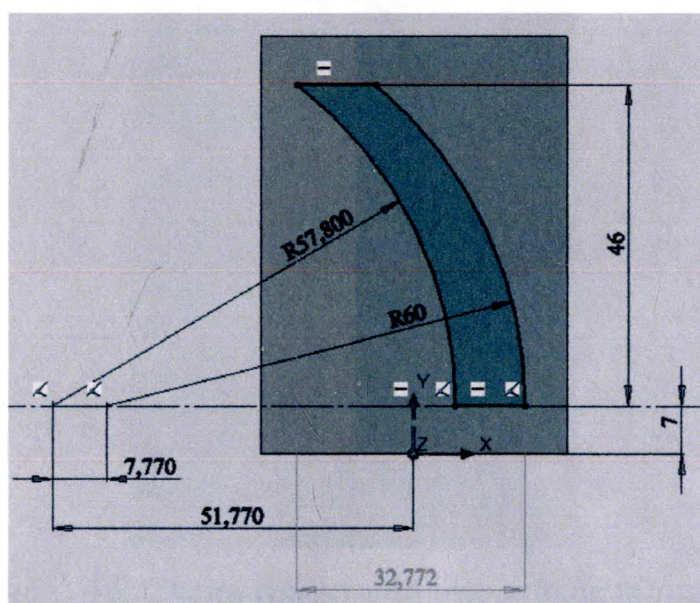


Рис. 3.15. Ескіз профілю лопаті протектора

Для проведення обчислень задано вхідні параметри потоку рідини. В якості робочої рідини 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 (рис. 3.16). При проходженні міжлопатевими каналами, швидкість рідини досягає значень близько 4 м/с, а після виходу з протектора потік завихрюється навколо НШ. Із рис. 3.16 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.

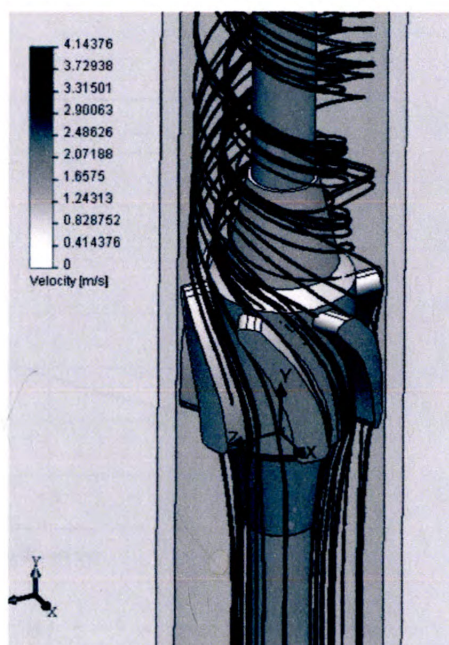
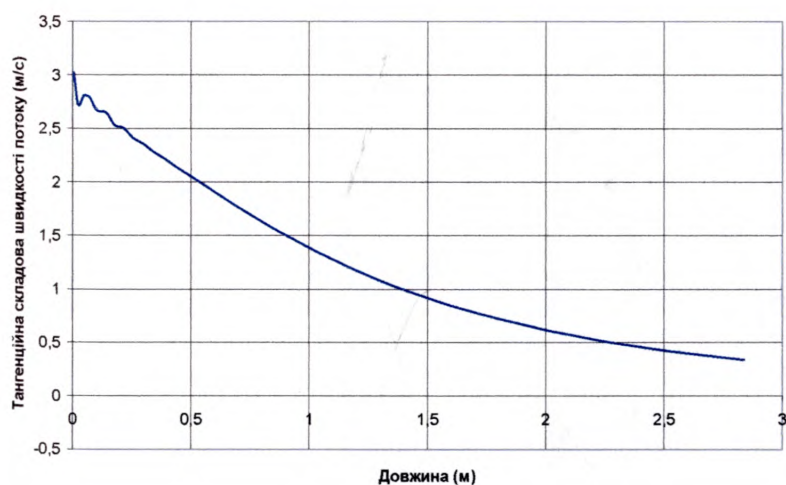
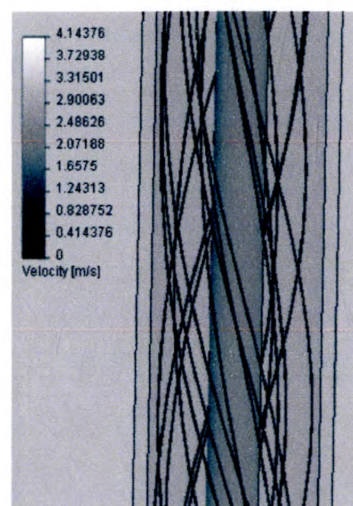


Рис. 3.16. Схема траєкторій руху точок рідини

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 (рис. 3.17). 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).



а)



б)

Рис. 3.17. Графік зміни тангенційної складової швидкості потоку рідини (а) і схема траекторій руху точок рідини на відстані 3 м від початку труби (б)

2) Діаграма інтенсивності турбулентності.

Аналіз даних діаграми інтенсивності турбулентності в перерізі міжлопатевого каналу протектора (рис. 3.18), 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. 3.19), вказує на відсутність зон вихроутворення при вході рідини в протектор, що дозволяє зробити висновок про достатньо аеродинамічність форми протектора.

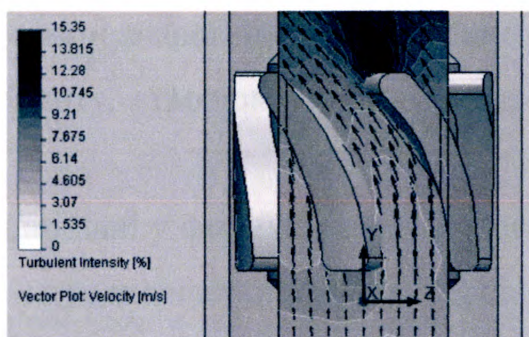


Рис. 3.18. Діаграма інтенсивності турбулентності в поздовжньому перерізі міжлопатевого каналу

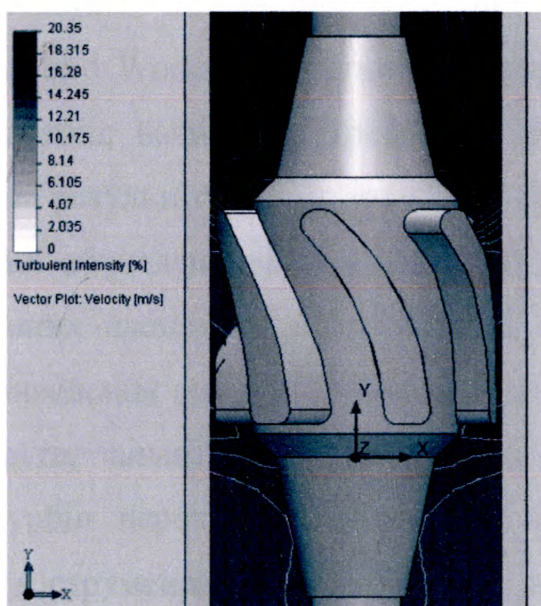


Рис. 3.19. Діаграма інтенсивності турбулентності в осьовому перерізі НКТ

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 [86].

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: $1,14 \times 6 \times 0,026 = 0,18$ Н·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.

Підставляючи вхідні дані у формули аналітичного розрахунку величини крутного моменту за методикою розрахунку осьових турбін (додаток Б), отримано величину крутного моменту 0,252 Н·м при швидкості потоку рідини 1,57 м/с і 0,1 Н·м при швидкості потоку рідини 1 м/с.

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 [87]. 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 [76]. 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 (8,34 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. В роботі [5] проводився аналіз конструкцій різних сучасних моделей протекторів із визначенням сили гідродинамічного опору кожної конструкції. Величина вказаної сили при швидкості потоку 1 м/с лежить в межах від 2 до 130 Н. Порівняння пропонованої конструкції протектора із серійними моделями за показником створюваного гідравлічного опору дозволяє зробити висновок про придатність пропонованої конструкції протектора до промислової експлуатації.

Для забезпечення рівномірного очищення колони насосно-компресорних труб від парафінових відкладень, слід встановити протектори описаної конструкції на відстані, що відповідає довжині ходу устьового штока. Приймавши довжину ходу устьового штока типової свердловини рівну 3 м при довжині зони інтенсивного відкладення парафіну 300 м, на зону відкладення припадатиме 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 “Долинанафтогаз” складає близько 10% [5]). Аналіз розподілу частоти відмов колони НШ по довжині колони [5] 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 “Долинанафтогаз”, показали, що для провертання 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.

Отже, в даному пункті описано послідовність моделювання протектора для створення додаткового крутного моменту на колону НШ методом скінченних елементів. В результаті аналізу створеної моделі визначено величину крутного моменту, який створюється протектором при взаємодії з потоком рідини. Величина крутного моменту при заданій швидкості потоку рідини на вході в протектор 1,57 м/с становить 0,18 Н·м. Порівняння отриманого результату з результатом аналітичних розрахунків величини крутного моменту, проведених за методикою розрахунку осьових турбін, показує, що різниця в результатах складає до 30%. Дана різниця може бути пояснена тим, що при комп'ютерному моделюванні враховуються фактори розподілу швидкостей точок рідини в каналах, втрати енергії потоку на турбулентні завихрення в місцях зміни конфігурації потоку, які при аналітичних розрахунках за методикою розрахунку осьових турбін не враховуються. Крім того, метод скінченних елементів має похибку завдяки приведенню геометрії моделі до сітки зі скінченним розміром чарунок. Аналіз отриманих результатів – діаграм інтенсивності турбулентності в поздовжньому перерізі міжлопатевого каналу та осьового перерізу протектора вказує на можливий шлях покращення конструкції протектора – покращення обтічності форм вхідного і вихідного ребра лопаті для зменшення втрат енергії на турбулентні завихрення потоку. Встановлено, що закручення потоку навколо НШ після виходу з каналів протектора нівелюються на довжині 3 м і не впливають на величину крутного моменту, створюваного проектором, розташованим вище. Визначено величину сили гідродинамічного опору протектора пропонованої конструкції – її величина складає 13 Н і не перевищує аналогічний показник серійних моделей протекторів.

3.2. Кінематичний аналіз обертача колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії

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.

В порівнянні 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. 3.20) полягає в передачі обертів 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].

3.2.1. 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 балансиrom 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. 3.20. 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. 3.21) [89].

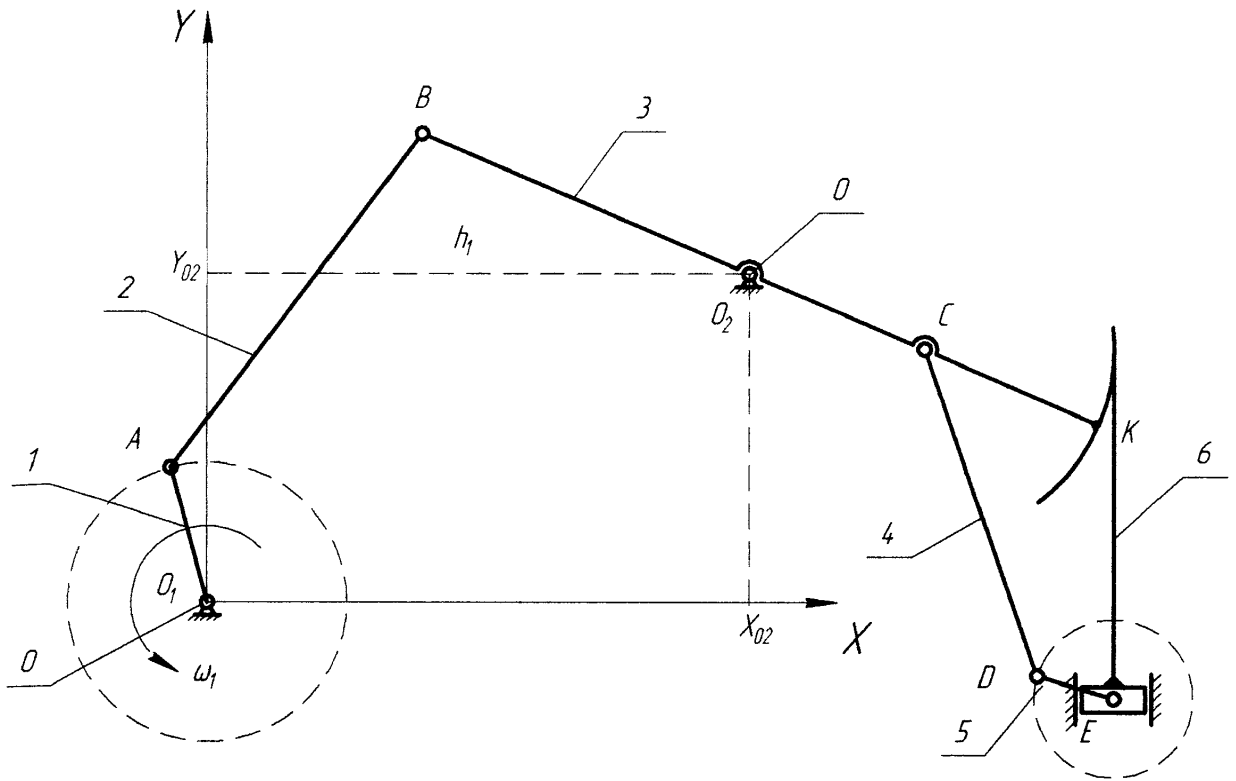


Рис. 3.20. Розрахункова схема механізму

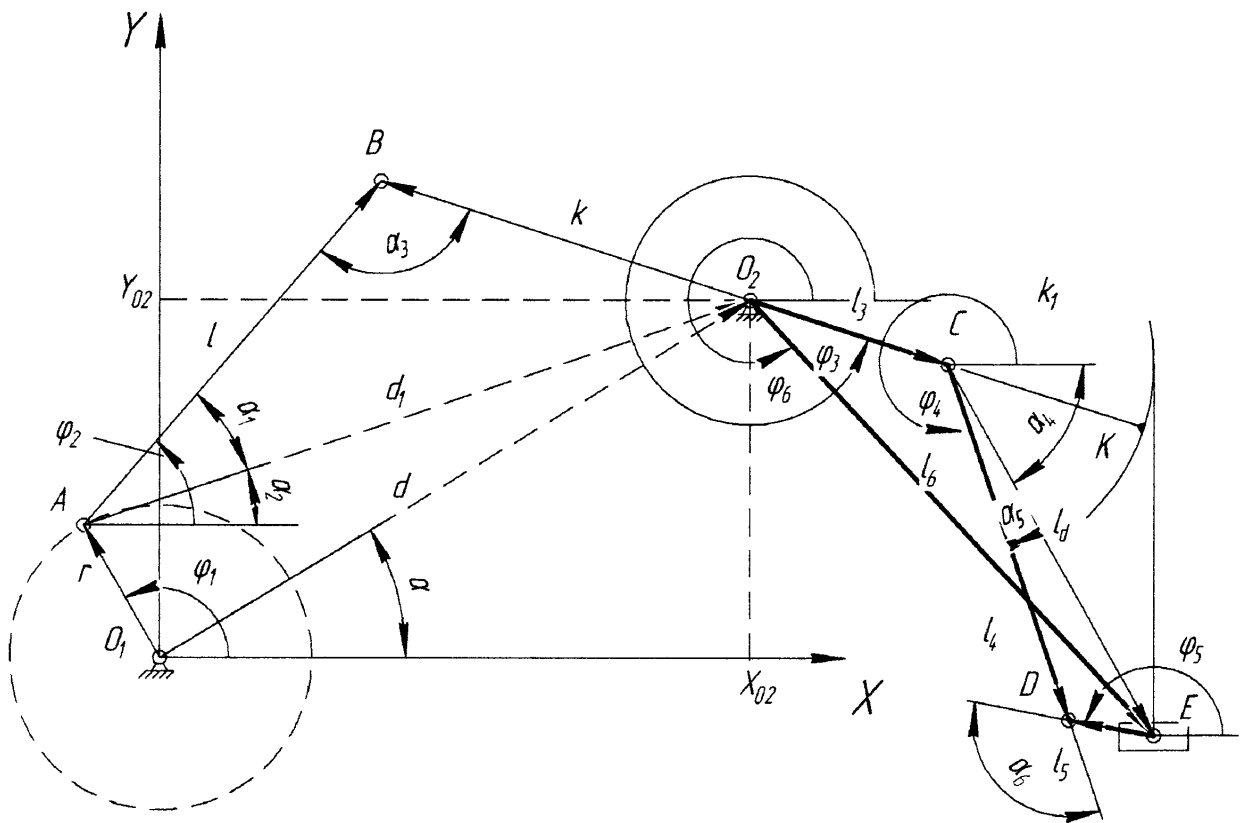


Рис. 3.21. Векторний контур механізму

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:

$$l_5 + l_6 \leq l_3 + l_4. \quad (3.79)$$

Рівняння векторного контуру механізму [91] можна записати як:

$$\bar{l}_3 + \bar{l}_4 = \bar{l}_6 + \bar{l}_5. \quad (3.80)$$

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:

$$(l_d)_{MIN} = l_4 - l_5. \quad (3.81)$$

З іншого боку, в нижньому положенні штангової підвіски:

$$(l_d)_{MAX} = l_4 + l_5, \quad (3.82)$$

де $(l_d)_{MAX}$, $(l_d)_{MIN}$ - максимальна та мінімальна величина відстані між точками С і Е (рис. 3.21) у верхньому та нижньому положенні.

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

$$(l_d)_{MIN} = \sqrt{(l_K + l_3 \cdot \sin(\varphi_{3MAX}))^2 + (k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_{3MAX}))^2}; \quad (3.83)$$

$$(l_d)_{MAX} = \sqrt{(l_K + k_1 \cdot \alpha - l_3 \cdot \sin(\varphi_{3MIN}))^2 + (k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_{3MIN}))^2}, \quad (3.84)$$

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 (3.81) і (3.82), визначимо довжину кривошипа l_4 :

$$l_4 = \frac{(l_d)_{MAX} + (l_d)_{MIN}}{2}. \quad (3.85)$$

Довжина l_5 визначається з будь-якого з рівнянь (3.81), (3.82).

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 спроекуємо рівняння (3.80) на осі OX і OY:

$$\begin{cases} l_3 \cdot \cos \varphi_3 + l_4 \cdot \cos \varphi_4 = l_6 \cdot \cos \varphi_6 + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \\ l_3 \cdot \sin \varphi_3 + l_4 \cdot \sin \varphi_4 = l_6 \cdot \sin \varphi_6 + l_5 \cdot \sin \varphi_5 \end{cases}, \quad (3.86)$$

де $\varphi_6 = f(\varphi_3)$.

Величину довжини l_6 (рис. 3.21) визначаємо як:

$$l_6 = \sqrt{[l_k + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2 + k_1^2}, \quad (3.87)$$

а величину кута φ_6 визначаємо:

$$\varphi_6 = 2\pi - \arctan\left(\frac{l_k + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)}{k_1}\right) = 2\pi - \arctan\left(\frac{l_k}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3\right). \quad (3.88)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3.86)-(3.88), отримаємо закон зміни кута φ_5 .

Для визначення перших передаточних функцій [91] шатуна 4 та ланки 5, продиференціюємо систему рівнянь (3.86) по узагальненій координаті φ_1 , отримаємо:

$$\begin{cases} -l_3 \cdot \sin \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} - l_4 \cdot \sin \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \frac{dl_6}{d\varphi_1} \cdot \cos \varphi_6 - l_6 \cdot \sin \varphi_6 \cdot \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} - l_5 \cdot \sin \varphi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}; \\ l_3 \cdot \cos \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + l_4 \cdot \cos \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = \frac{dl_6}{d\varphi_1} \cdot \sin \varphi_6 + l_6 \cdot \cos \varphi_6 \cdot \frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} + l_5 \cdot \cos \varphi_5 \cdot \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}. \end{cases} \quad (3.89)$$

Продиференціювавши по куту φ_1 вираз (3.88), отримаємо [92]:

$$\frac{d\varphi_6}{d\varphi_1} = \frac{1}{1 + \left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3 \right)^2} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}. \quad (3.90)$$

Аналогічно з формули (3.87)

$$\frac{dl_6}{d\varphi_1} = \frac{1}{2\sqrt{[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2 + k_1^2}} \cdot 2[l_K + k_1(\varphi_{3MAX} - \varphi_3)] \cdot (-k_1) \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}. \quad (3.91)$$

Із системи рівнянь (3.89-3.91) знаходимо перші передаточні функції для ланок 4 і 5:

$$\Pi'_4 = \frac{d\varphi_4}{d\varphi_1}; \quad (3.92)$$

$$\Pi'_5 = \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1}. \quad (3.93)$$

Закон зміни передаточних функцій із системи рівнянь (3.89)-(3.91) визначено чисельним методом з використанням комп'ютерних програм MathSoft apps Mathcad і Waterloo Maple (додаток В) [93].

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

$$\begin{cases} \omega_4 = \Pi'_4 \cdot \omega_1; \\ \omega_5 = \Pi'_5 \cdot \omega_1. \end{cases} \quad (3.94)$$

На основі розробленої методики розрахунку, проведено розрахунок геометричних параметрів механізму обертача колони насосних штанг. Задавшись числовими значеннями геометричних характеристик верстатакачалки 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 (рисунок 3.22) від узагальненої координати φ_1 (при розрахунках прийнято, що кутова швидкість кривошипа 1 є постійною).

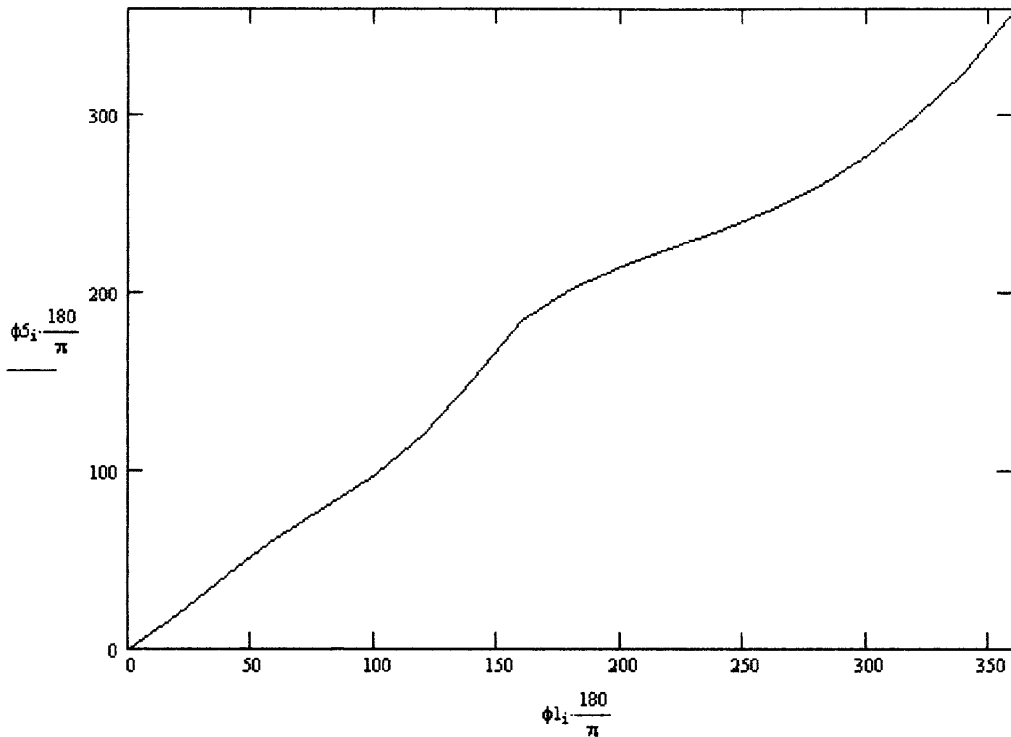


Рис. 3.22. Графік залежності кута φ_5 від узагальненої координати φ_1 протягом циклу роботи верстата-качалки при повному оберті важеля 5

Із рис. 3.22 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. 3.23).

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 НЩ, яку можна визначити як

$$\omega_{нш} = \frac{\omega_5}{u_{ч.п.}}, \quad (3.95)$$

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

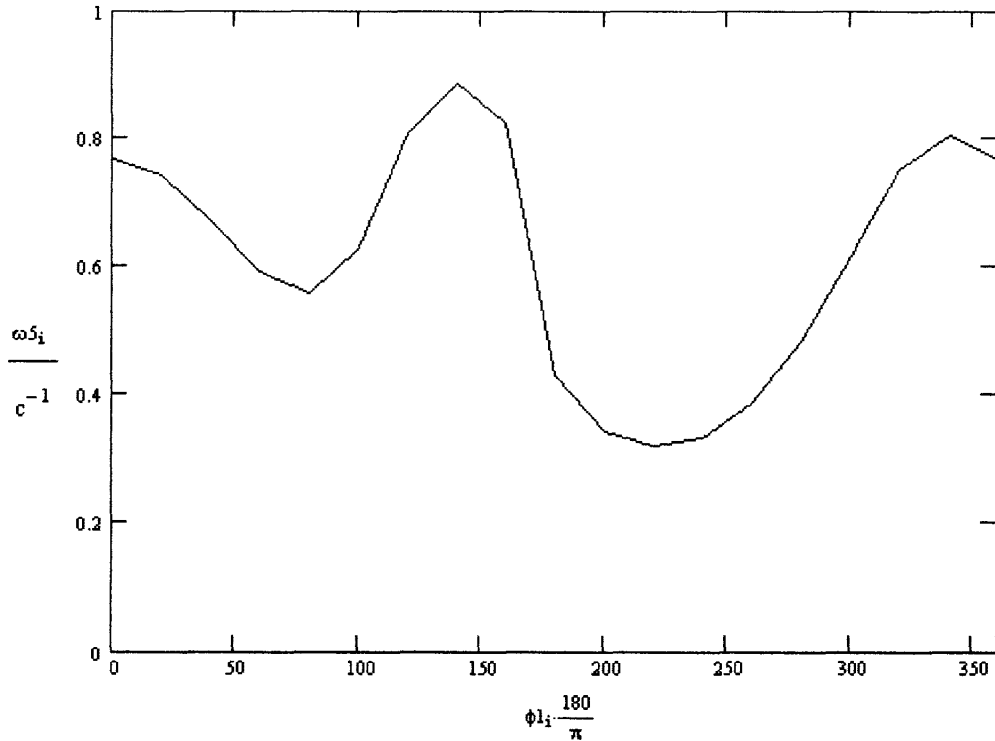


Рис. 3.23. Графік залежності передаточної функції P'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 протягом циклу роботи верстата-качалки при повному оберті важеля 5

Проте із рис. 3.23 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, тобто:

$$l_5 + l_6 > l_3 + l_4. \quad (3.96)$$

Запишемо формулу визначення кута повороту φ_6 (рис. 3.21):

$$\varphi_6 = 2\pi - \operatorname{arctg}\left(\frac{l_K}{k_1} + \varphi_{3MAX} - \varphi_3\right). \quad (3.97)$$

Довжина вектора l_6 визначається з формули:

$$l_6 = \sqrt{k_1^2 + [l_K + k_1 \cdot (\varphi_{3MAX} - \varphi_3)]^2}. \quad (3.98)$$

Визначимо проєкції на осі ОХ та ОУ вектора \bar{l}_d (рис. 3.21):

$$l_{dx} = k_1 - l_3 \cdot \cos(\varphi_3); \quad (3.99)$$

$$l_{dy} = l_K + k_1 (\varphi_{3MAX} - \varphi_3) + l_3 \cdot \sin(\varphi_3). \quad (3.100)$$

Тоді довжина вектора l_d :

$$l_d = \sqrt{l_{dx}^2 + l_{dy}^2}. \quad (3.101)$$

Визначимо величину кута α_5 за допомогою теореми косинусів (рис. 3.21) [77]:

$$\alpha_5 = \arccos\left[\frac{l_4^2 + l_d^2 - l_5^2}{2 \cdot l_4 \cdot l_d}\right], \quad (3.102)$$

де l_4 - довжина ланки 4;

l_5 - довжина важеля обертача.

Величина кута α_4 (рис. 3.21):

$$\alpha_4 = \arccos\left(\frac{l_{dx}}{l_d}\right). \quad (3.103)$$

Кут φ_4 визначасмо:

$$\varphi_4 = 360^\circ - \alpha_4 - \alpha_5. \quad (3.104)$$

Визначимо величину кута α_6 :

$$\alpha_6 = \arccos\left(\frac{l_5^2 + l_4^2 - l_d^2}{2 \cdot l_5 \cdot l_4}\right). \quad (3.105)$$

Кут φ_5 :

$$\varphi_5 = \varphi_4 - \alpha_6. \quad (3.106)$$

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. 3.24) 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.

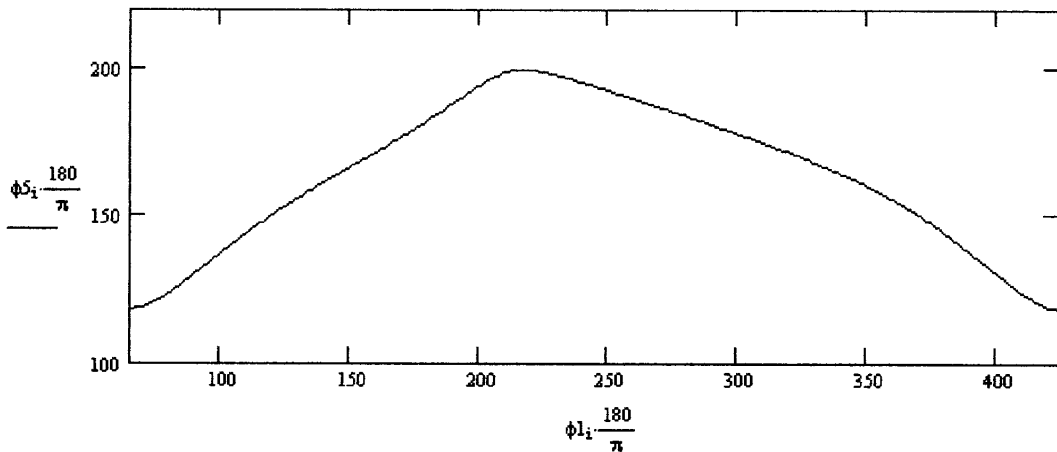


Рис. 3.24. Графік зміни кута φ_5 протягом одного циклу роботи верстата-качалки у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-качалки

Для знаходження перших передаточних функцій використаємо рівняння векторного контуру механізму (3.80). Розв'язуючи систему рівнянь (3.89)-(3.91) для заданих довжин l_3 , l_4 , l_5 , отримаємо перші передаточні функції для ланок 4 і 5. На рис. 3.25 показано закон залежності кутової швидкості ω_5 від узагальненої координати φ_1 .

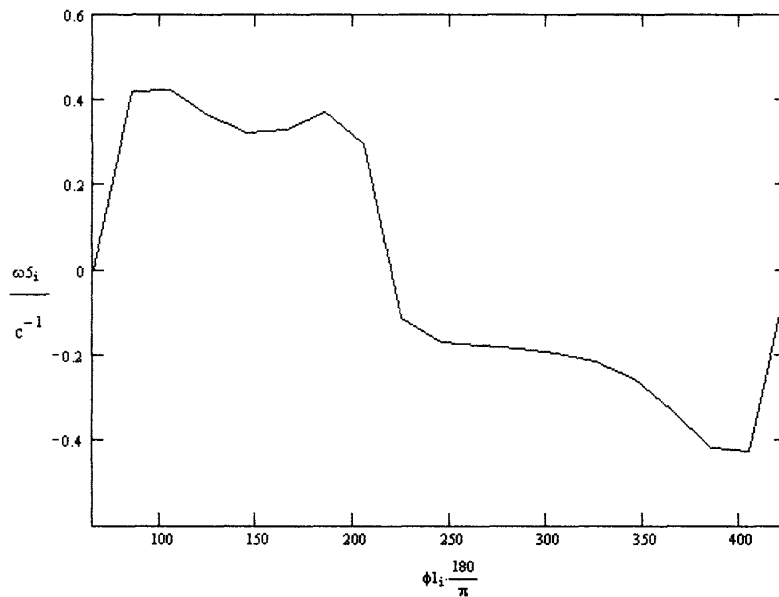


Рис. 3.25. Графік залежності передаточної функції P'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 протягом одного циклу роботи верстата-качалки у випадку, коли важіль обертача не здійснює повного оберта за цикл роботи верстата-качалки

3.2.2. Визначення раціональних значень довжин ланок

Визначення раціональних значень довжин ланок проведено із умови забезпечення мінімальних напружень в матеріалі шатуна 4 (рисунок 3.20).

Для визначення раціональних значень l_3 , l_4 , l_5 , визначимо їх межі (рис. 3.21).

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, прийmemo межі зміни довжини важеля 5 $(0.3-0.75 \text{ м})$.

Для того, щоб виконувалась умова прокручування ланки 5 необхідно, щоб виконувалась система рівнянь (3.81, 3.82). В систему входять дві

величини l_4 і l_5 , залежні від розмірів $(l_d)_{MAX}$, $(l_d)_{MIN}$ (рис. 3.21), 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 (3.81)-(3.84) 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 3.1, рис. 3.26):

Таблиця 3.1

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. 3.20), 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.

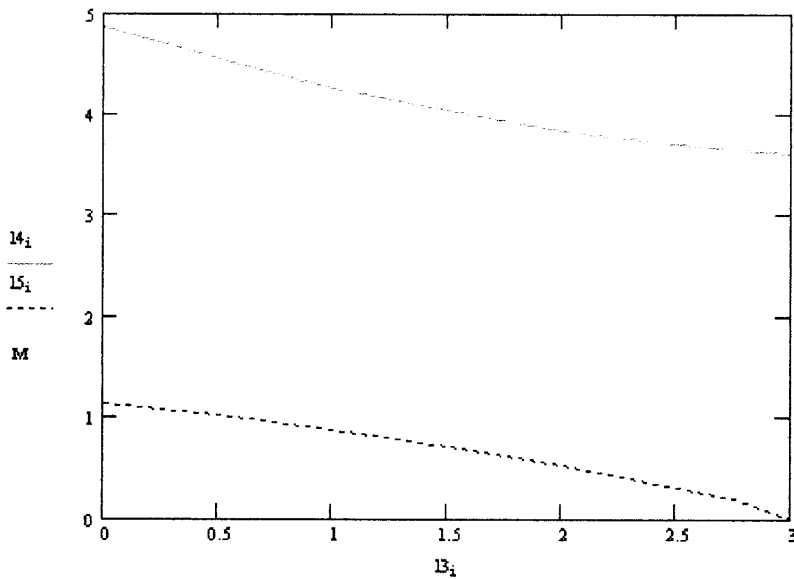


Рис. 3.26. Залежність довжин ланок 4 і 5 від відстані l_3

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.

3.2.3. Вплив довжини ходу устьового штока на розмір ланок

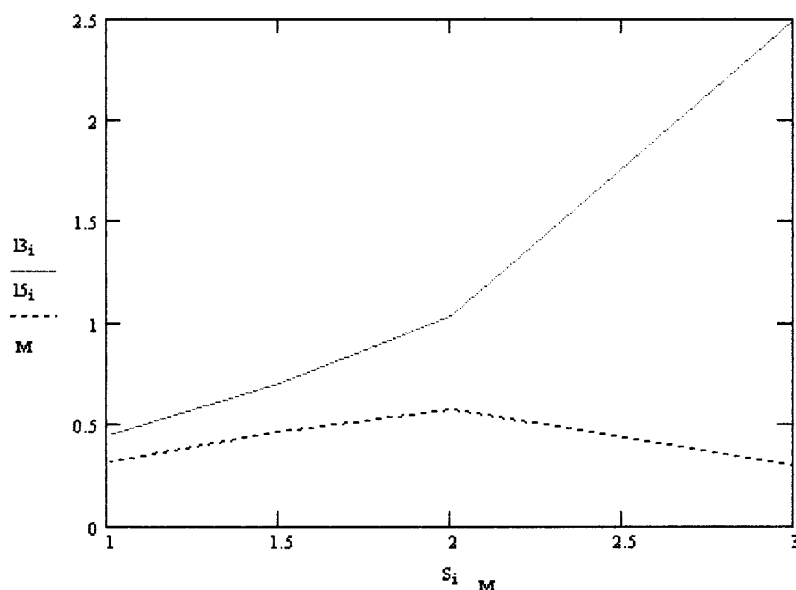
Визначено розміри ланок механізму при різних довжинах ходу устьового штока (за умови повного прокручування важеля обертача). Для

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 (3.81)-(3.84), отримано відповідні значення довжин l_3 і l_5 (таблиця 3.2, рис. 3.27).

Таблиця 3.2

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

Рис. 3.27. 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.

3.3. Висновки до розділу

В даному розділі роботи розраховано величину крутного моменту, створюваного лопатями протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг. Створення крутного моменту протекторами зменшуватиме навантаження на обертач, встановлений на канатній підвісці і запобігатиме розгвинчуванню муфтових з'єднань насосних штанг.

Визначенно раціональну конструкцію протектора із умови забезпечення величини гідравлічного опору, не більшого ніж у серійних моделях протекторів. Проведено розрахунок крутного моменту, створюваного протектором при русі колони насосних штанг вгору. Амплітудне значення крутного моменту, створюваного протектором при русі колони НШ вгору, в декілька (до 20) разів менше за значення корисного крутного моменту, що дає підстави стверджувати, що при русі колони вгору не прогнозується відгвинчування муфтових з'єднань НШ.

Проведене комп'ютерне моделювання протектора підтвердило результати аналітичних розрахунків величини крутного моменту, створюваного протектором. На основі результатів комп'ютерного розрахунку величини сили гідродинамічного опору сформульовано висновок про можливість застосування описаної конструкції на промислах.

В результаті проведеного кінематичного аналізу механізму приводу черв'ячного обертача колони насосних штанг безперервної дії отримано графічні залежності зміни кута та передаточної функції важеля обертача від узагальненої координати – кута положення кривошипа верстата-качалки. Отримані графіки дають можливість стверджувати, що зміни кута положення

важеля обертача відбувається впродовж всього циклу роботи верстата-качалки. Графік його зміни наближений до прямої лінії, без ділянок різкого розгону чи гальмування. Із графіка залежності функції Π'_{φ_5} від узагальненої координати φ_1 бачимо, що при постійній швидкості обертання кривошипа впродовж циклу роботи верстата-качалки відбуваються коливання кутової швидкості черв'ячного вала, швидкість не змінює знак і не зменшується до нуля в процесі роботи верстата-качалки. Отже, запропонована конструкція обертача колони насосних штанг черв'ячного типу безперервної дії дозволяє забезпечити плавну зміну кута повороту колони насосних штанг в процесі роботи верстата-качалки.

Визначено раціональні значення довжин ланок приводу обертача колони НШ черв'ячного типу із умови забезпечення найменшого розміру шатуна 4. Запропоновано розміри ланок, при яких виконуватиметься безперервність обертання важеля обертача, відповідно до кожної довжини ходу устьового штока. Розрахунок проведений для вибраної для розрахунків моделі верстата-качалки, але застосування описаної методики дозволяє провести обчислення для різних моделей балансірних верстатів-качалок.

РОЗДІЛ 4

МЕТОД ПОКРИТТЯ ТІЛА НАСОСНИХ ШТАНГ СКЛОТКАНИННИМИ СТРІЧКАМИ

4.1. Актуальність теми дослідження

Наявність високого вмісту парафіну у продукції свердловини призводить до утворення на поверхні насосно-компресорних труб та насосних штанг парафінових відкладень, що збільшує навантаження на насосні штанги і може призвести до обриву колони при закупорюванні каналу підйому продукції [20]. На ресурс насосних штанг також в значній мірі впливає інтенсивність корозійних процесів, дія яких в поєднанні з циклічною дією силових навантажень спричиняють швидке руйнування внаслідок корозійної втоми матеріалу штанг.

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 [44]. 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.

4.2. Постановка задачі дослідження

Виходячи із мети роботи, в ході експериментальних досліджень повинні бути вивчені закономірності руйнування насосних штанг, які працюють в умовах високої корозійної активності середовища і втомних навантажень. При цьому порівнюються дані для зразків насосних штанг, покритих склотканинними стрічками, і зразків без зміцнення. Сформулюємо задачі експериментального дослідження:

1. Визначити залежності швидкості росту тріщин в матеріалі насосних штанг від числа відпрацьованих циклів при сумісній дії циклічного згинаючого навантаження і корозії від дії кислого середовища.

2. Порівняти визначені залежності швидкості росту тріщин в насосних штангах, покритих склотканинними стрічками, і штангах без покриття.

3. Проаналізувати вплив склотканинного покриття на довговічність роботи насосних штанг в умовах сумісної дії циклічних згинаючих навантажень і корозійної активності середовища шляхом побудови кривих корозійної втоми для штанг з покриттям і без покриття.

4. Сформулювати висновок про вплив покриття склотканинними стрічками на опір корозійній втомі матеріалу насосних штанг.

5. Визначити можливість використання насосних штанг із покриттям склотканинними стрічками у компоновці штангової колони із підвищеним вмістом асфальто-смолистих та парафіністих речовин у продукції свердловини.

4.3. Методика випробувань

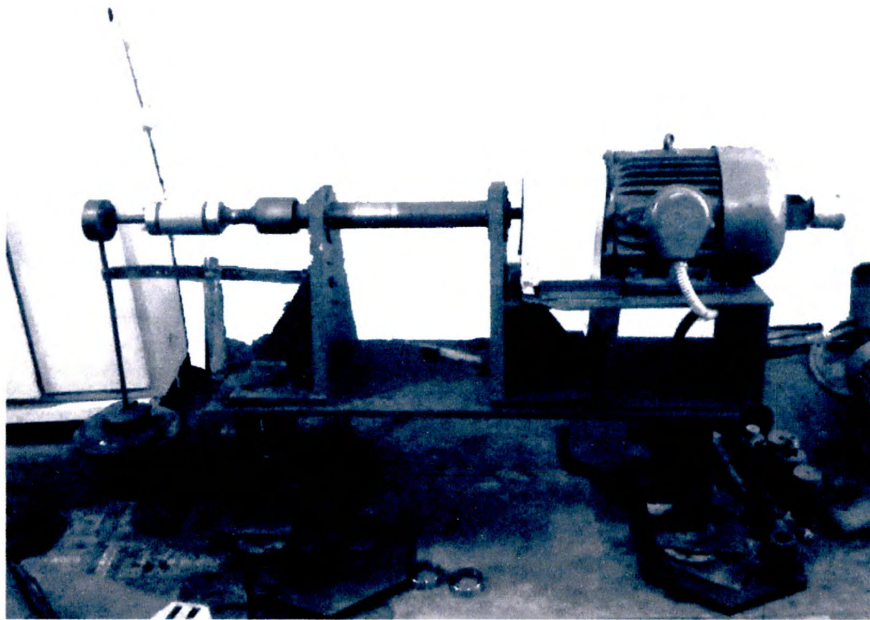
Відповідно до сформульованих задач дослідження нами вивчався вплив покриття склотканинними стрічками на опір корозійній втомі матеріалу насосних штанг. Експеримент проводився із використанням дослідної установки ЗКШ-25 (рис. 4.1).

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 4.1.

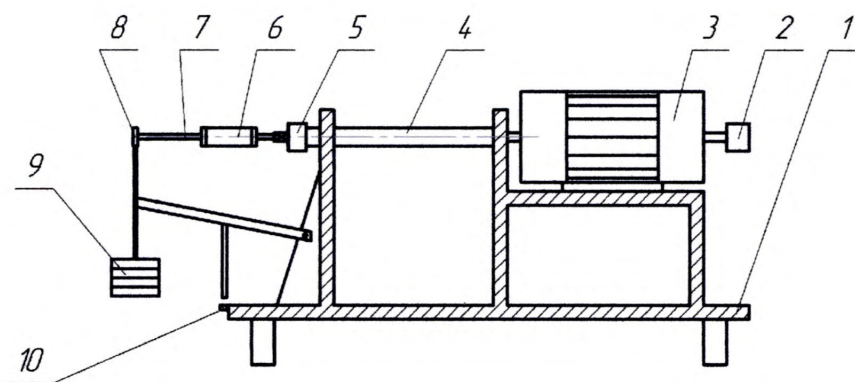
Таблиця 4.1

Параметри свердловини Довбушанка-128

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. Ø73 мм	3 шт. (21 м, група міцності N-80)
II ст. Ø73 мм	149 шт. (1429,4 м, група міцності К)
III ст. Ø73 мм	70 шт. (654,46 м, група міцності Д)
IV ст. Ø50,8 мм	1 шт. (8 м, група міцності Д)
Колона насосних штанг:	
I ст. Ø25 мм	65 шт. (519 м, сталь 15НЗМА)
II ст. Ø22 мм	70 шт. (560 м, сталь 15НЗМА)
III ст. Ø19 мм	31 шт. (239 м, сталь 15НЗМА)
IV ст. Ø16 мм	102 шт. (787 м, сталь 15НЗМА)



а)



б)

Рис. 4.1. Загальний вигляд (а) і конструктивна схема (б) дослідної установки ЗКШ-25

- 1 – станина; 2 – тахометр; 3 – електродвигун; 4 – вал; 5 – перехідник;
 6 – камера для корозійного розчину; 7 – дослідний зразок штанги;
 8 – підшипник; 9 – вантаж; 10 – клавіша вимкнення

Експериментальні зразки являють собою відрізки насосних штанг зі сталі марки 15НЗМА, які для випробувань на установці ЗКШ-25 обрізані на відстані 42 см від торця штанги. Хімічний склад сталі 15НЗМА наведено в таблиці 4.2 [94].

Таблиця 4.2

Хімічний склад сталі 15НЗМА

Вміст елементів, % (за масою)					
C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo
0,15-0,20	0,55	0,35-0,65	≤0,30	3,20-3,80	0,20-0,30

Механічні властивості сталі 15НЗМА наведені в таблиці 4.3 і відповідають кімнатній температурі випробовувань 293К [94].

Таблиця 4.3

Механічні властивості сталі 15НЗМА

σ_T , МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %	KCV, Дж/см ²
737	834	10	45	9

Експериментальні зразки 7 (рис. 4.1 б) закріплено в установці за допомогою переходника 5, який обертається разом з валом 4, сполученим з валом електродвигуна 3. Потрібне напруження в матеріалі тіла штанги створюється набором вантажів 9, які приєднано до підшипника 8, закріпленого на кінці зразка штанги. Для моделювання корозійно-активного середовища свердловини на дослідному зразку закріплено камеру 6. В якості корозійного середовища при дослідженні використано 3%-ний розчин NaCl. Для відображення відпрацьованого числа циклів на установці встановлено тахометр 2. Для автоматичного вимкнення установки при розламуванні зразка, на станині 1 передбачено клавішу вимкнення 10.

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 [95]. Розмір тріщини вимірювався по довжині кола перерізу зразка, в якому зародилась тріщина, від точки початку до точки закінчення дефекту (за показами дефектоскопа).

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:

$$V = \frac{\Delta L}{N}, \quad (4.1)$$

де ΔL - величина приросту розміру тріщини в м;

N - число циклів.

Розмір навантаження на кінець штанги (поз. 9, рис. 4.1), необхідного для виникнення в матеріалі зразка напруження заданої величини σ , визначено за формулою [96]

$$P = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \sigma}{9,6} - 20,5, \quad (4.2)$$

де d - діаметр тіла насосної штанги;

σ - потрібне значення напруження в матеріалі зразка.

Кількість зразків для експерименту – 10 шт.

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

4.4. Технологія нанесення склотканинного покриття на дослідні зразки

Технологія нанесення на тіло насосних штанг склотканинного покриття передбачала проведення таких етапів [18]:

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 за допомогою зв'язувача.

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 замасловачі №80 Т-10-80 згідно з ГОСТ 19170-73.

4.5. Результати експериментальних досліджень

Для визначення можливості використання насосних штанг із склотканинним покриттям у компоновці штангової колони із підвищеним вмістом асфальто-смолистих та парафіністих речовин у продукції

свердловини, дослідна партія насосних штанг з покриттям була передана в ТзОВ „Оранта” для промислового експерименту. Встановлено придатність штанг з покриттям склотканинними стрічками до промислової експлуатації (додаток Д).

На основі даних лабораторного експерименту (додаток Е) про число циклів, яке пройшов дослідний зразок насосної штанги при заданому значенні напруження, яке виникає в матеріалі тіла насосної штанги, побудовано криві опору корозійній втомі (рис. 4.2).

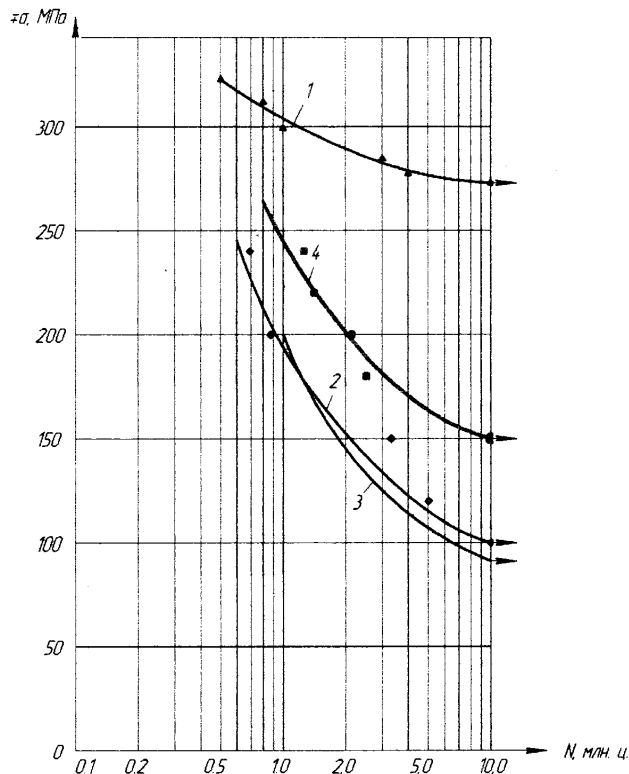


Рис. 4.2. Криві опору втомі і корозійній втомі НШ діаметром 19 мм
 1 – нові штанги зі сталі 20Н2М [97]; 2 – дослідні штанги зі сталі 15Н3МА без покриття; 3 – штанги зі сталі 20Н2М після експлуатації в свердловинах [97]; 4 – дослідні штанги зі сталі 15Н3МА із покриттям склотканинними стрічками

Бачимо, що крива опору корозійній втомі, побудована для зразків із покриттям (крива 4, рис. 4.2), знаходиться вище кривої для зразків без покриття (крива 2, рис. 4.2). 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. 4.3 а,б) та відносного наробітку (рис. 4.4 а,б).

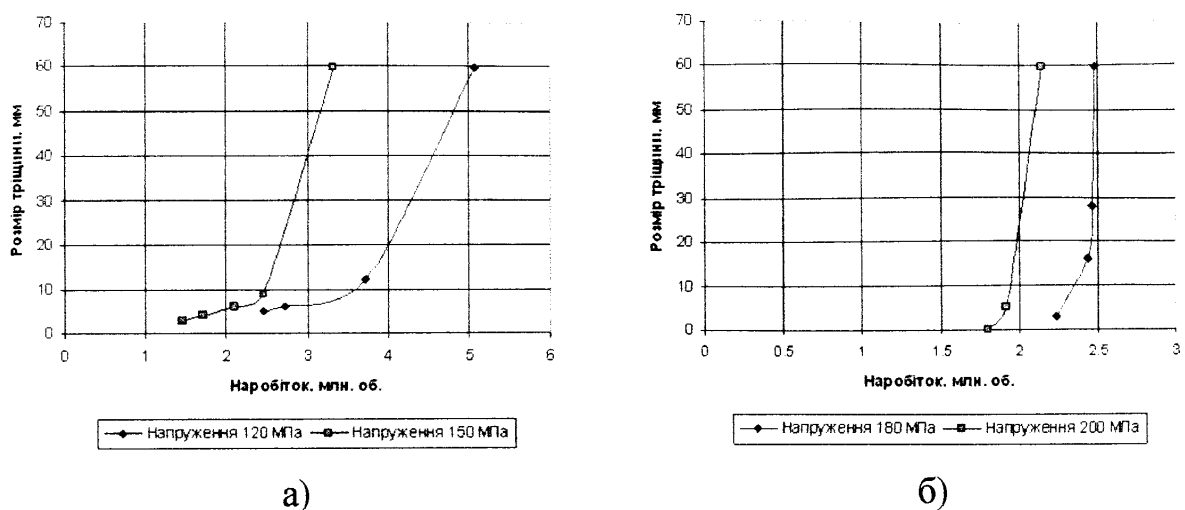


Рис. 4.3. Графік залежності розміру тріщини (мм) від наробітку: а) – штанги без покриття; б) – штанги з покриттям

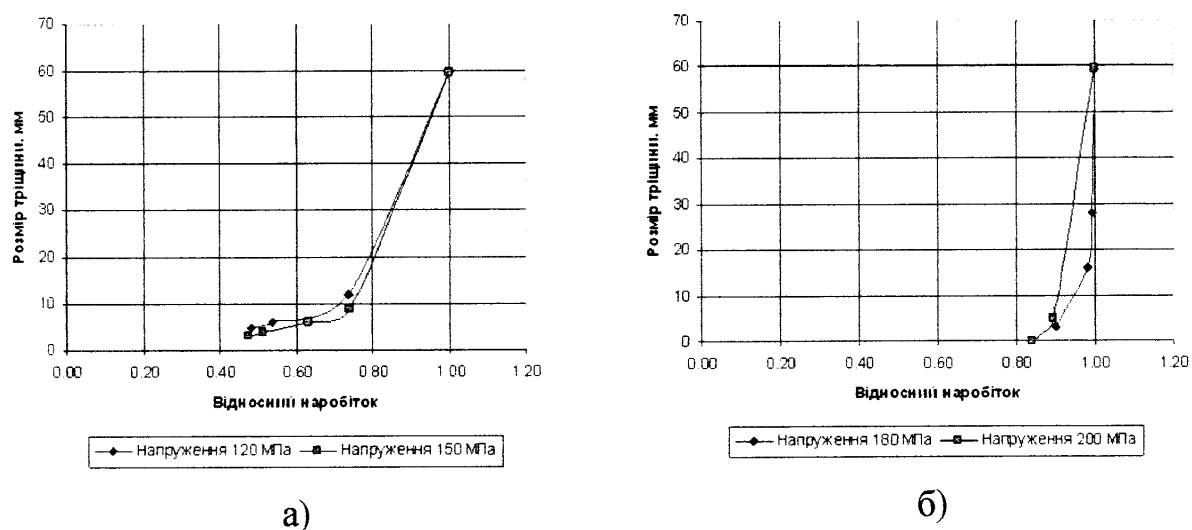


Рис. 4.4. Графік залежності розміру тріщини (мм) від відносного наробітку: а) – штанги без покриття; б) – штанги з покриттям

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:

$$N_B = \frac{N}{N_K}, \quad (4.3)$$

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 (рис. 4.3) та відносного наробітку (рис. 4.4).

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, визначену за формулою (4.1), побудовано графік залежності швидкості росту тріщини від залишкового ресурсу (рис. 4.5).

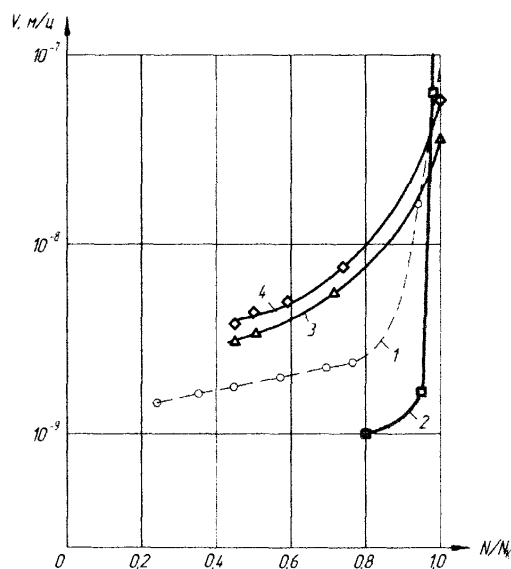


Рис. 4.5. Залежність швидкості росту тріщини від залишкового ресурсу

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

Бачимо, що крива швидкості росту тріщини для зразка із покриттям (крива 2, рис. 4.5), знаходиться правіше відносно кривих, побудованих для штанг без покриття (криві 3, 4, рис. 4.5). 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. 4.6 наведено графік залежності напруження в матеріалі зразка штанги від наробітку до початку зародження тріщини.

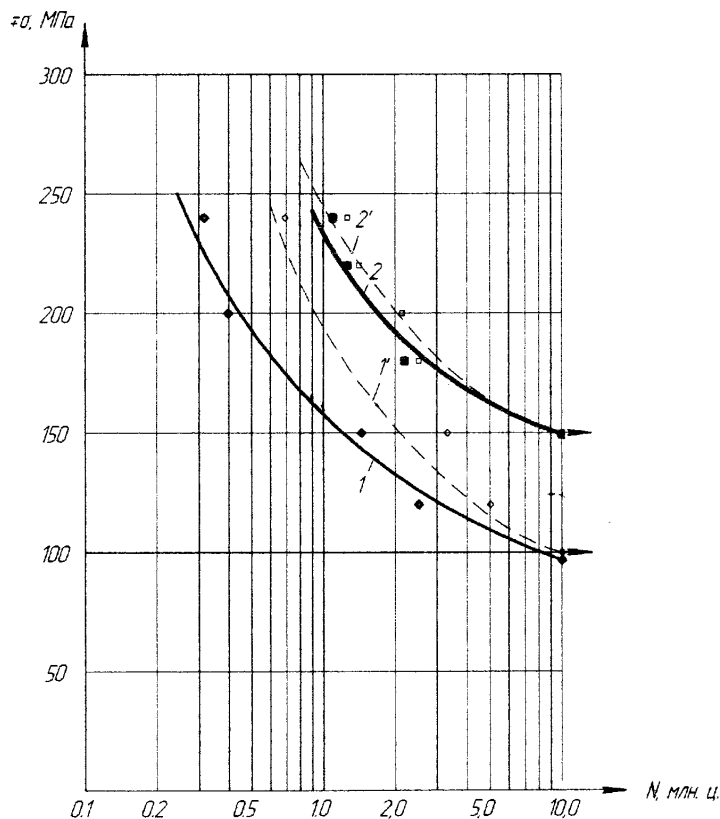


Рис. 4.6. Графік залежності напруження в матеріалі зразка від наробітку до початку зародження тріщини та до поломки зразка

- 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

На основі аналізу зламів зразків (додаток Е) побудовано криві залежності критичного розміру тріщини і площі долому від напруження в матеріалі штанг. 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 (рис. 4.5).

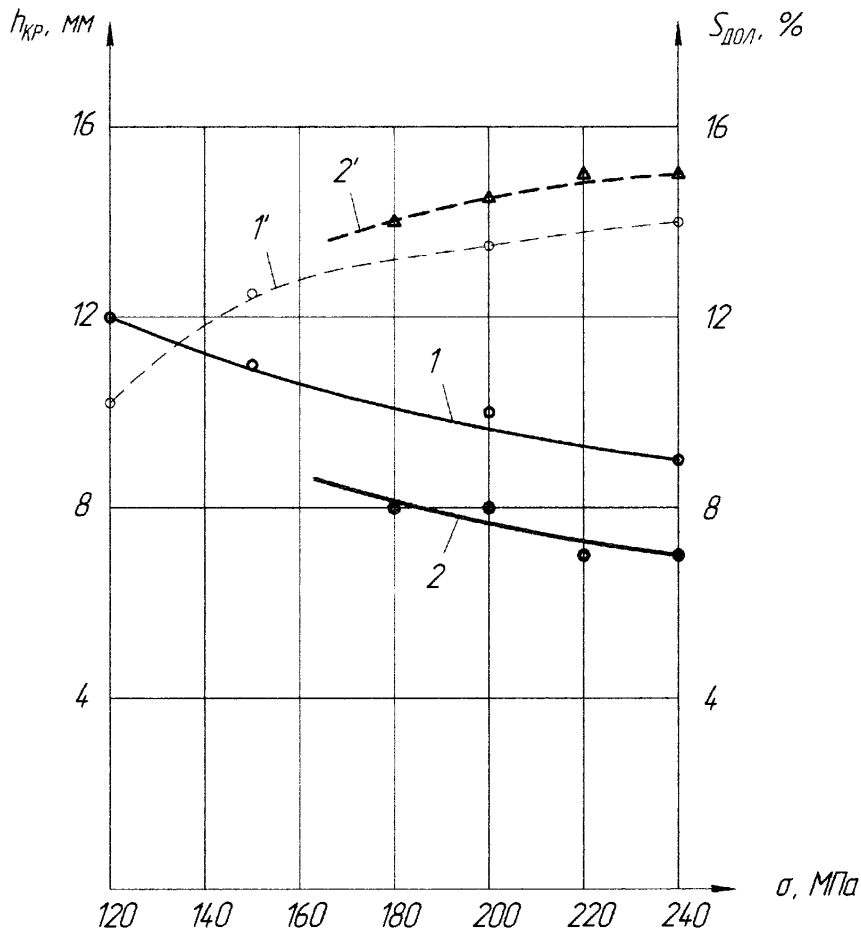


Рис. 4.7. Залежність критичної глибини корозійно-втомної тріщини і площі долому від величини змінного напруження в місці руйнування зразка насосної штанги

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

В результаті експериментальних досліджень зразків насосних штанг із покриттям склотканинними стрічками, нами отримано ряд графічних залежностей – криві опору корозійній втомі, графіки залежності розміру тріщини від числа циклів, графіки залежності швидкості росту тріщини від залишкового ресурсу.

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%.

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.

4.6. Метод нанесення склотканинної стрічки на тіло насосної штанги

Методика нанесення склотканинної стрічки на тіло НШ передбачає проведення таких етапів [26]:

1 Перед початком робіт проводиться візуальний огляд штанг на наявність механічних пошкоджень (тріщин, каверн, рисок). Якщо величина виявлених дефектів перевищує допустиму, штанги підлягають відбракуванню.

2 Бажаним є проведення дробоструменевої обробки поверхні тіла насосної штанги. Допускається механічне зачищення зміцнюваної ділянки дротяними щітками.

3 Проводиться знежирювання поверхні тіла штанги, яка підлягає покриттю. Поверхні повинні бути протерті і знежирені тканиною, просоченою ацетоном або уайт-спіритом.

4 Далі оброблені поверхні (за необхідності) просушуються безвогневим методом.

Температура просушування – 40-60°C. За температури повітря нижче +5°C просушування поверхні штанги є обов'язковим.

5 Готується склотканинна стрічка для покриття. Для цього перевіряється відповідність технічним вимогам механічних характеристик, розмірів, густини стрічки. Якщо матеріал замаслений – виконується операція розшліхтування – видалення замаслювача з поверхні стрічки шляхом нагрівання до температури 200-450°C або застосуванням хім. реагентів.

6 Підготовлюється зв'язувач. Перед використанням перевіряється термін його придатності. Для того, щоб зв'язувач мав необхідну технологічну в'язкість, до нього вводиться розчинник або розріджувач. Розчинник (леткі речовини) розчиняють смолу та інші компоненти зв'язувача. Як розчинник використовують ацетон, бензол, толуол, діхлоретан, чотирихлористий вуглець, метиловий спирт тощо. Розріджувачі одночасно виконують роль пластифікатора. Як розріджувач високов'язких епоксидних смол можна використовувати низьков'язкі епоксидні смоли (ДЕГ, ТЕГ та ін.).

7 Виконується операція просочування. Це передбачає суміщення наповнювача (склотканини) зі зв'язувачем шляхом нанесення компаунда на поверхню стрічки. Намотування зміцнюючої стрічки може відбуватись двома способами – "мокрим" і "сухим". "Мокрий спосіб" передбачає, що стрічка просочується рідким зв'язувачем безпосередньо перед намотуванням, тобто просочування технологічно суміщене з формуванням склотканинного покриття. „Сухий спосіб” передбачає застосування стрічки, яка вже просочена, підсушена і частково затужавіла ще до процесу намотування. „Сухе” намотування – більш ефективний спосіб завдяки ширшому вибору

смола для просочування, кращим міцнішим характеристикам та однорідності утворюваного покриття. Цей спосіб допускає вищі швидкості намотування стрічки.

8 Виконується намотування в такій послідовності:

- фіксується початок склотканинної стрічки на тілі штанги;
- створюється натяг стрічки за допомогою спеціального пристрою натягування;

- намотується стрічка на поверхню тіла штанги з нанесенням зв'язувача між витками. При цьому намотування може відбуватися різними методами: по спіралі, паралельно осі широкою смугою склотканини, в один або декілька шарів. Вибором методу намотування стрічки можна впливати на механічні параметри покриття склотканинними стрічками;

- фіксується кінець склотканинної стрічки за допомогою зв'язувача.

Під час покриття тіла НШ склотканинними стрічками не допускається потрапляння вологи, масел і забруднень на тіло штанги та склотканинну стрічку. Перед намотуванням початок стрічки фіксується за допомогою попередньо нанесеного на тіло штанги клею або наклеюється за допомогою двосторонньої самоклеючої стрічки. Закріплення початку склотканинної стрічки не повинно допускати її прокручування навколо тіла штанги.

Для забезпечення щільного прилягання склотканинної стрічки до тіла штанги, проводиться додаткове натягування стрічки, що виконується за допомогою спеціального пристрою. Після натягування стрічки видимі локальні проміжки між склотканиною і поверхнею штанги, а також між шарами стрічки повинні заповнюватись зв'язувачем. Натяжний пристрій після намотування стрічки знімається.

Для нанесення на тіло НШ склотканинного покриття описаним вище способом пропонується застосування установки [16], що складається з електричного двигуна приводу 1 (рис. 4.8), який через муфту 2 з'єднується з редуктором 3, який передає обертання на патрон на станині 4, в якому

закріплена штанга 5. Епоксидний зв'язувач із ванни 6 подається на штангу щіткою 7, яка обертається незалежним приводом 8. Між двома напрямними валиками 9 проходить склотканинна стрічка 10, що змотується з барабану 11. Для створення потрібного натягу стрічки до барабану приєднано гальмо 12. Переміщення станини 13, на якій змонтовано барабан, напрямні валики і ємність із зв'язувачем, забезпечується пасом 14, який з'єднано з редуктором 3.

Перед ввімкненням установки початок склотканинної стрічки 10 закріплюється на тілі штанги 5 за допомоги двосторонньої клеючої стрічки. Ванна 6 заповнюється епоксидним зв'язувачем, вмикається привід щітки 8, що забезпечить її обертання та нанесення клею на поверхню тіла штанги і стрічку. Після ввімкнення головного двигуна 1 штанга 5 почне обертатися, намотуючи на поверхню склотканинну стрічку 10. Одночасно обертання паса 14 забезпечить переміщення станини 13 разом із барабаном склотканинної стрічки. Натяг стрічки забезпечується гальмом 12.

Намотування стрічки 10 на штангу із одночасним переміщенням станини 13 паралельно осі штанги і промащуванням епоксидним зв'язувачем при натягнутій стрічці забезпечить щільне та рівномірне покриття стрічкою поверхні тіла штанги. Після покриття стрічкою всієї поверхні тіла штанги, стрічка обрізається паралельно осі штанги, при недостатньому просоченні епоксидним зв'язувачем штангу можна промастити клеєм, повернувши установку у вихідне положення (ввімкнувши реверс основного двигуна) і повторивши весь цикл роботи без з'єднання із стрічкою на барабані.

Як зв'язуючий компаунд для склотканинної стрічки пропонується використовувати епоксидний зв'язувач ЕДТ-10 ОСТ 92-0957, в який можна додавати прискорювач полімеризації 2,4,6-три (диметиламіно) (метил) фенол УПО 60612 згідно з ТУ 6-00209817.035, каталізатор диметиланілін технічний згідно з ГОСТ 2168-78.

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

Склотканинне покриття на основі вказаних вище матеріалів повинне забезпечувати фізико-хімічні характеристики, наведені в таблиці 4.4. Звичайно, можна використовувати й інші полімерно-композитні матеріали, які забезпечать виконання основних фізико-механічних параметрів. Значення цих параметрів наведені в таблиці 4.5.

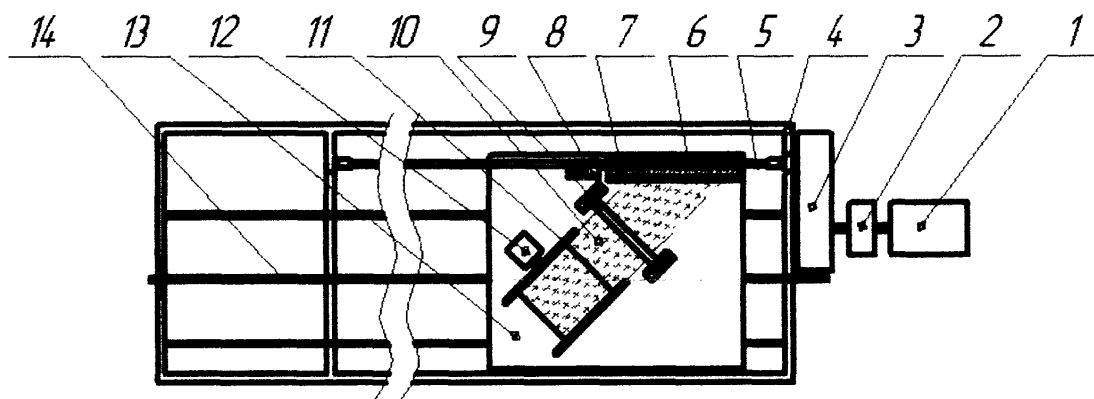


Рис. 4.8. Схема установки для нанесення на тіло насосних штанг склотканинного покриття [16]

1 – електричний двигун; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – станина; 5 – штанга;
6 – ванна; 7 – щітка; 8 – привід щітки; 9 - напрямний валик; 10 – стрічка;
11 – барабан; 12 – гальмо; 13 – станина барабана; 14 – пасова передача

Покриті склотканинною стрічкою насосні штанги в порівнянні із звичайними сталевими штангами володіють значно кращими показниками стійкості до корозійного зношування завдяки відмінним ізоляційним характеристикам покриття, крім того, на утвореній поверхні парафін відкладається менш інтенсивно. Фізико-механічні параметри зміцнюючого покриття дозволяють застосовування НШ із склотканинним покриттям в умовах промислового видобутку.

Таблиця 4.4

Властивості конструкції покриття склотканинними стрічками на основі наповнювача – склотканини Т-10-80, зв'язувача ЕДТ-10, адгезія до металу на основі клею К-153

№ п/п	Параметри	Одиниці вимірювання	Значення параметрів
1	Густина покриття	кг/м ³	1900
2	Границя міцності на розтяг	МПа	100
3	Границя міцності на стискання	МПа	240
4	Модуль пружності	МПа	46400
5	Питомий об'ємний електричний опір	Ом·м	$1,3 \cdot 10^{13}$
6	Ударна в'язкість	кДж/м ²	874
7	Водопоглинання	%	0,04
8	Температура адгезії	°С	18-20
9	Робоча температура експлуатації з'єднання на основі клею К-153	°С	-40÷+90
10	Електрична міцність адгезійного з'єднання	кВ/мм	24,9
11	Термін служби адгезійного з'єднання	років	25
12	Суцільність покриття	кВ/мм	не менше 5,0
13	Товщина покриття	м	0,01
14	Термін служби покриття	років	25
15	Міцність під час удару	Дж	не менше 10
16	Твердість за Брінелем	НБ, МПа	487
17	Час затвердіння	год	24
18	Коефіцієнт лінійного розширення	1/К	$4,1 \cdot 10^{-6}$ - $8,1 \cdot 10^{-6}$
19	Коефіцієнт Пуассона		0,24
20	Перехідний електричний опір	Ом·м ²	108
21	Міцність адгезії покриття склотканинними стрічками до матеріалу штанги зі сталі:		
	а) за руйнуючим напруженням при рівномірному відриві за 20°С	МПа	10-10,9
	б) за руйнуючим напруженням при зсуві, за 20°С	МПа	10,5-12,8

Таблиця 4.5

Основні фізико-механічні параметри, які повинні забезпечити склотканинні покриття

№	Параметри	Од.вим.	Значення параметрів
1	Питомий об'ємний електричний опір	Ом·м	не менше 10^6
2	Перехідний електричний опір	Ом·м ²	не менше 10^8
3	Міцність адгезії склотканинної стрічки до матеріалу штанги зі сталі:		
	а) за руйнуючим напруженням у випадку рівномірного відриву за $T = 20^\circ\text{C}$	МПа	не менше 10
	б) за руйнуючим напруженням у випадку зсуву, за $T = 20^\circ\text{C}$	МПа	не менше 10
4	Робоча температура експлуатації	°C	-40÷+90
5	Термін служби клейового з'єднання	років	25
6	Суцільність покриття	кВ/мм	не менше 5,0
7	Термін служби покриття	років	25
8	Міцність під час удару	Дж	не менше 10

Зважаючи на те, що переважна більшість обривів насосних штанг виникає на відстані до 200 мм від торця НШ [5,52], як альтернатива описаному вище пропонується покриття тіла насосної штанги не по всій поверхні, а смугою шириною 300 мм біля головки штанги. Це дасть змогу ізолювати від корозійного середовища найбільш небезпечні ділянки тіла штанги, при цьому значно спрощується технологія нанесення покриття і зменшується витрата матеріалів для покриття.

На основі поданого вище опису технології покриття штанг та аналізу існуючих методів ізолювання насосних штанг від дії середовища, сформулюємо переваги описуваного методу:

- завдяки властивостям склотканинної стрічки покриття зберігає цілісність при пошкодженнях, це важливо для забезпечення того, щоб насос не забивався уламками покриття;

- наявність покриття протидіє осіданню парафіну на поверхні тіла насосної штанги;

- покриття забезпечує високі показники підвищення стійкості до корозійної втоми;

- невисока вартість як матеріалів, так і самого процесу покриття;

- композиційна складова покриття не дозволяє руйнуватися при деформаціях НШ;

- теоретично можливий ремонт НШ з допустимими дефектами шляхом нанесення на пошкоджені ділянки склотканинного покриття.

Описаний метод покриття тіла насосних штанг дозволяє при невисоких капітальних затратах підвищити стійкість до корозійної втоми та зношування як нових, так і відпрацьованих певний час насосних штанг, знизити інтенсивність відкладання парафіну на поверхні штанг, підвищити ресурс обладнання підземної частини насосної установки. При цьому немає потреби у дорогих матеріалах і обладнанні, процес нанесення покриття є технологічно простим і може виконуватись навіть в умовах промислу, всі необхідні матеріали є доступними та дешевими і метод може застосовуватись на нафтовидобувних промислах.

4.7. Висновки до розділу

В результаті експериментального дослідження впливу склотканинного покриття тіла насосних штанг на опір корозійній втомі, визначено залежності швидкості росту тріщин в матеріалі насосних штанг від числа відпрацьованих циклів при сумісній дії циклічного згинаючого навантаження і корозії від дії кислого середовища; проведено порівняння визначених залежностей швидкості росту тріщин в насосних штангах із покриттям і

штангах без покриття; побудовано і проведено аналіз кривих втоми для штанг без покриття і для штанг з покриттям.

Аналіз отриманих графічних 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%.

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

Для визначення можливості використання насосних штанг із склотканинним покриттям у компоновці штангової колони із підвищеним вмістом асфальто-смолистих парафіністих речовин у продукції свердловини, дослідна партія насосних штанг із покриттям була передана в ТзОВ „Оранта” для промислового експерименту. В результаті дослідження встановлено придатність штанг із покриттям склотканинними стрічками до промислової експлуатації (додаток Д).

Сформульовано методику нанесення на тіло насосних штанг склотканинного покриття і запропоновано конструкцію пристрою для нанесення покриття.

РОЗДІЛ 5

ВДОСКОНАЛЕННЯ З'ЄДНАННЯ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ

5.1. Актуальність дослідження

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 [28]. 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 різьбових 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 [99, 100].

Для уникнення руйнування втулки в процесі з'єднання труб, втулки можуть виготовлятися з пружного матеріалу [100]. 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.

5.2. Розробка захисної втулки для муфтового з'єднання насосно-компресорних труб

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'єднуваних 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. 5.1 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.

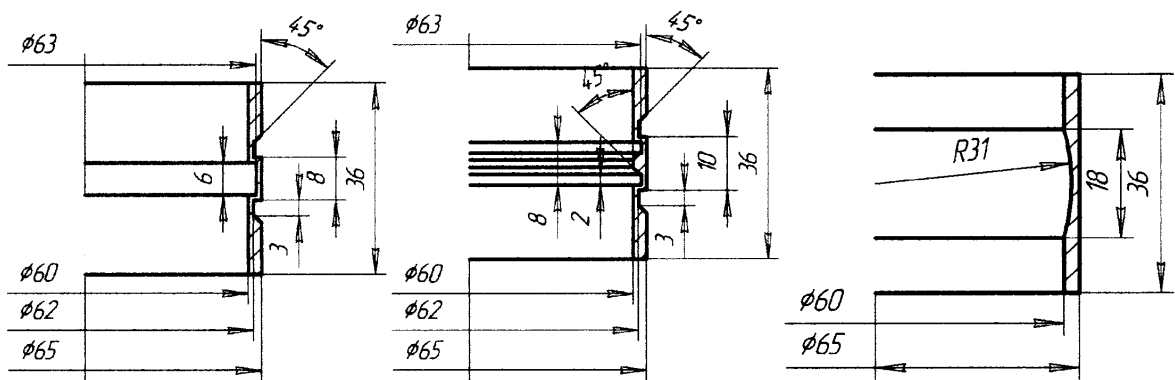


Рис. 5.1. Конструкції захисних втулок для НКТ номінальним діаметром 73 мм і товщиною стінки 6,5 мм

На основі аналізу конструкцій з'єднань НКТ, запропоновано таку конструкцію з'єднання. Натомість пружної втулки застосовується пружина, загальний вигляд якої наведено на рис. 5.2.

Використання пружини описаної вище конструкції має ряд переваг у порівнянні з застосуванням пружної втулки, а саме [17]:

- 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.

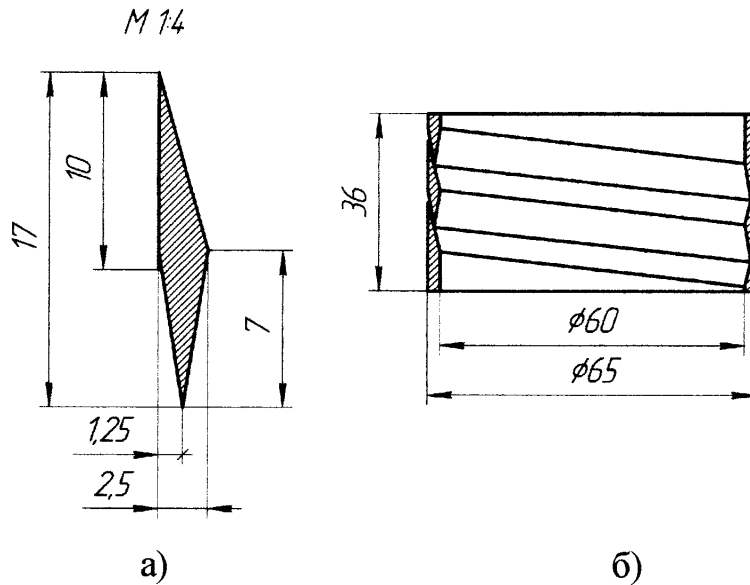


Рис. 5.2. Профіль витка (а) та пружинна втулка (б)

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.

5.3. 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 контактної тиску між суміжними поверхнями.

На рис. 5.3 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, $E=8,3 \cdot 10^9$ Н/м², $\nu=0,28$, $\sigma_B=142$ МПа, $\sigma_m=140$ МПа). При деформації зміна внутрішнього радіуса пружинної втулки практично відсутня, що забезпечує незмінність діаметру каналу в муфтовому з'єднанні.

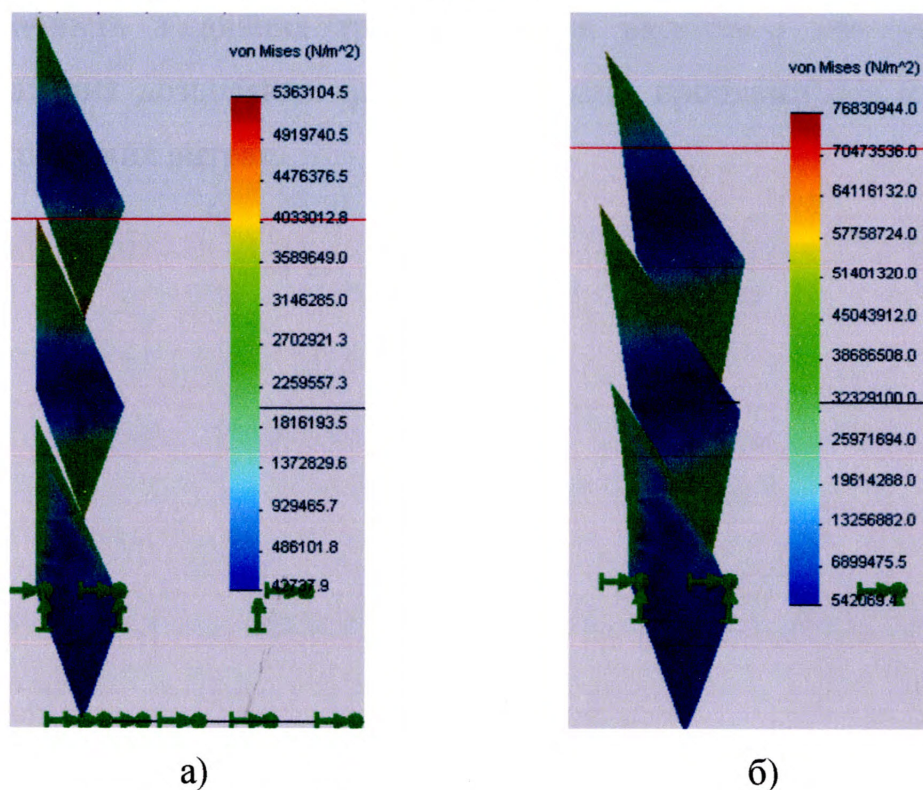


Рис. 5.3. Розподіл напружень за критерієм Мізеса (МПа) в витках пружинної втулки при осьовій деформації 1 мм (а) і 10 мм (б)

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.

5.4. Висновки до розділу

В результаті моделювання пропонуваної конструкції елемента з'єднання НКТ встановлено, що при осьовій деформації пружинної втулки забезпечується сталість діаметральних розмірів, а конструкція витка втулки забезпечує герметичність внутрішнього каналу.

Завдяки властивостям полімерного матеріалу, з якого виготовлено пристрій, парафінові сполуки не відкладатимуться на його поверхнях. Таким чином, застосування пропонуваної конструкції у місці з'єднання НКТ дозволить знизити інтенсивність відкладення парафінів і підвищити герметичність з'єднання труб. Невисока вартість і невелика складність виготовлення дозволяють вирішити описані проблеми без істотних затрат часу і грошових витрат.

ВИСНОВКИ

У дисертації наведено обґрунтування та вирішення науково-технічної задачі, яка полягає у розробці ефективних методів протидії явищам корозії і відкладення парафіну в каналі підйому продукції свердловини, яка експлуатується СШНУ.

Розроблено комплекс засобів, використання яких дає можливість забезпечити зниження інтенсивності відкладення парафіну на стінках НКТ та НШ та підвищення стійкості колони НШ до корозійно-втомного руйнування. При цьому отримані такі основні результати:

1 Вдосконалено математичну модель розрахунку стійкості колони насосних штанг, яка знаходиться під дією комплексу силових факторів, із врахуванням дії крутного моменту, створюваного обертачем колони насосних штанг. Показано, що дія крутного моменту, прикладеного вгорі колони НШ, негативно впливає на її стійкість (значення поздовжніх зусиль, при яких колона втрачає стійкість, зменшуються на величину до 10%). В той же час, навантаження колони насосних штанг розподіленим по довжині крутним моментом не призводить до погіршення умов втрати стійкості.

В подальшому створена математична модель може бути використана для визначення параметрів спіралевидної форми колони насосних штанг після втрати нею стійкості та обчислення раціональної кількості протекторів для запобігання зношуванню насосних штанг.

2 Визначено величину додаткового крутного моменту, створюваного лопатями протектора для створення додаткового крутного моменту на колону насосних штанг, яка досягає величини 0,2 Н·м в розрахунку на один протектор типової компоновки свердловинного обладнання СШНУ. Визначено геометричні параметри конструкції протектора із умови забезпечення величини гідравлічного опору, створюваного протектором, не більшого, ніж у серійних моделях протекторів.

Застосування протекторів для створення додаткового крутного моменту зменшує навантаження на обертач колони насосних штанг, дія крутного моменту в напрямку догвинчування різьових з'єднань запобігає розкручуванню різей насосних штанг.

3 Отримано графічну залежність кутової швидкості важеля черв'ячного обертача колони насосних штанг безперервної дії від кута положення кривошипа верстата-качалки. При застосуванні обертача безперервної дії, кутова швидкість обертання колони насосних штанг не змінює знак і не зменшується до нуля в процесі роботи верстата-качалки, забезпечуючи таким чином плавну зміну кута повороту колони насосних штанг.

В комплексі з протекторами для створення додаткового крутного моменту, черв'ячний обертач безперервної дії забезпечує постійне обертання колони насосних штанг впродовж всього циклу роботи, рівномірно очищуючи поверхню НКТ від парафіну, запобігаючи зношуванню колони насосних штанг при зменшеній, порівняно із застосуванням звичайних конструкцій обертачів, величині навантаження на обертач.

4 Розроблено метод нанесення покриття склотканинними стрічками на тіло насосних штанг для підвищення їх довговічності при експлуатації в умовах високого вмісту парафіну в продукції. Запропоновано конструкцію установки для нанесення склотканинного покриття.

5 Визначено залежність швидкості росту тріщин в натурних насосних штангах від числа відпрацьованих циклів при сумісній дії циклічного згинаючого навантаження і корозії від дії агресивного середовища. Встановлено, що покриття тіла НШ склотканинними стрічками підвищує ресурс в умовах корозійної втоми на величину до 80%.

Насосні штанги з покриттям склотканинними стрічками пройшли успішну промислову апробацію на об'єктах з підвищеним вмістом асфальто-смолистих та парафінистих речовин у продукції свердловини ТзОВ «Оранта» ЛТД, акт промислових випробувань від 14.10.2009 р.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сквацинныя насосныя устанавкы для добычы 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 напрямкы удосконалення систем розробкы родовищ нафты 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 Е 21 В 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 Е 21 В 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 Е 21 В 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 Е 21 В 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 трав. 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. Эффективные методы повышения надёжности насосных штанг / С.Ю. Онищук // Разведка 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., Ященко 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. Носу G.R. Dependence of stress corrosion cracking of parent, heat, affected zone, and weld metal of, HSLA line - pipe steel on potential / G.R. Носу, 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. : Металлургия, 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. : Металлургия, 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. – N 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. Долوماتов М.Ю. Физико-химические основы направленного подбора растворителей асфальтосмолистых веществ / М.Ю. Долوماتов, А.Г. Телин // Отчет центрального научно-исследовательского института ЦНИИТЭнефтехим. – 1990. – 35 с.
60. Шкандратов В.И. Анतिकоррозионная 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 : ППММ 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. Основы механики бурильной колонны при поглубленні 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 колонни / В.М. Мойсишин, Є.І. Крижанівський, І.В. Воєвідко // 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. Выгодский 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. Андрійшин М.П. Гідравліка. Навчальний посібник / М.П. Андрійшин, 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. Кореняко А.С. Теория механизмов и машин / А.С. Кореняко. – 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. Стойкость буровых долот / под. ред. К.Б. Кацова. – К. : Наукова думка, 1979. – 244 с.
95. Алешин Н.П. Ультразвуковая дефектоскопия : Справ. пособие / Н.П. Алешин, В.Г. Лупачев. М. : Высшая школа, 1987. – 271 с.
96. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко. – К. : Вища школа, 1993. – 671 с.
97. 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.
98. 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.
99. 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.
100. 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.
101. Helwany S. Applied Soil Mechanics with ABAQUS Applications / Sam Helwany . - San Francisco : Wiley, John & Sons, Incorporated, 2007. – 400 pp.

ДОДАТКИ

Додаток А

РОЗРАХУНОК КРИТИЧНИХ ЗУСИЛЬ, ПРИ ЯКИХ КОЛОНА НШ
ВТРАЧАЄ СТІЙКІСТЬ

Вхідні дані:

Діаметр НКТ, м $D := 0.060$

Діаметр колони НШ, м $d := 0.022$

Швидкість руху колони НШ, м/с $v := 1.5$

Модуль Юнга: $E := 2.06 \cdot 10^{11}$

Момент інерції перерізу тіла НШ, м⁴: $I := \frac{\pi \cdot d^4}{64}$ $I = 1.15 \times 10^{-8}$

Величина крутного моменту вгорі колони НШ, Н*м: $M_b := 100$

Величина крутного моменту внизу колони НШ, Н*м: $M_n := -M_b$

Довжина колони НШ, м $l := 1000$

Коефіцієнт в'язкого тертя $h\phi := 0$

Величина осьового зусилля, Н $P_n := 5900$

Густина продукції свердловини, кг/м³ $\rho := 900$

Витрата рідини через переріз НКТ, м³/с $Q := \pi \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4} \cdot v$ $Q = 3.671 \times 10^{-3}$

Величина параметра λ $\lambda := 4 \cdot \frac{Q^2}{\pi} \cdot \frac{\rho}{d^2}$ $\lambda = 31.905$

Прискорення вільного падіння, м/с² $g := 9.81$

Перепад тиску по довжині колони, Па $\Delta P := \rho \cdot g \cdot l$ $\Delta P = 8.829 \times 10^6$

Питомий перепад тиску, Па/м $\Delta := \frac{\Delta P}{l}$ $\Delta = 8.829 \times 10^3$

Вага 1 м стовпа рідини в НКТ, Н $q := \rho \cdot g \cdot \pi \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4}$ $q = 21.607$

Густина сталі, кг/м³ $\rho_{stal} := 7700$

Вага 1 м НШ, Н $q_0 := \rho_{stal} \cdot g \cdot \pi \cdot \frac{d^2}{4}$ $q_0 = 28.714$

$$\text{Площа перерізу кільцевого каналу в НКТ, м}^2 \quad S := \pi \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{4} \quad S = 2.639 \times 10^{-3}$$

$$\text{Величина } q^*, \text{ Н} \quad qz := q0 - q - \Delta \cdot S \quad qz = -23.062$$

$$\text{Кутова швидкість НШ, с}^{-1} \quad \omega0 := 0$$

Значення параметрів

$$\alpha_n := \frac{Mn}{E \cdot I} \cdot l \quad \alpha_n = -42.216$$

$$\alpha_b := \frac{Mb}{E \cdot I} \cdot l \quad \alpha_b = 42.216$$

$$\beta := \frac{h\phi \cdot l^2}{E \cdot I} \quad \beta = 0$$

$$\gamma := \frac{Pn + \lambda}{E \cdot I} \cdot l^2 \quad \gamma = 2.508 \times 10^6$$

$$\delta := \frac{qz \cdot l^3}{E \cdot I} \quad \delta = -9.736 \times 10^6$$

$$\mu := \frac{q0 \cdot l^4}{g \cdot E \cdot I} \quad \mu = 1.236 \times 10^9$$

$$\varepsilon := \frac{h\phi \cdot l^4}{E \cdot I} \quad \varepsilon = 0$$

Значення коефіцієнтів при a

$$F_0 := 1 \quad F_1 := 0 \quad F_2 := 0 \quad F_3 := 0$$

$$G_0 := 0 \quad G_1 := 1 \quad G_2 := 0 \quad G_3 := 0$$

$$H_0 := 0 \quad H_1 := 0 \quad H_2 := 1 \quad H_3 := 0$$

$$I_0 := 0 \quad I_1 := 0 \quad I_2 := 0 \quad I_3 := 1$$

$$i := \sqrt{-1}$$

$$n := 4, 5..8$$

$$F_n := \frac{i \cdot \alpha_n}{n} \cdot F_{n-1} + \frac{i \cdot \beta \cdot (n-3) - \gamma}{n \cdot (n-1)} \cdot F_{n-2} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)} \cdot F_{n-3} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega0 + \mu \cdot \omega0^2}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2) \cdot (n-3)} \cdot F_{n-4}$$

$$G_n := \frac{i \cdot \alpha_n}{n} \cdot G_{n-1} + \frac{i \cdot \beta \cdot (n-3) - \gamma}{n \cdot (n-1)} \cdot G_{n-2} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)} \cdot G_{n-3} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega0 + \mu \cdot \omega0^2}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2) \cdot (n-3)} \cdot G_{n-4}$$

$$H_n := \frac{i \cdot \alpha_n}{n} \cdot H_{n-1} + \frac{i \cdot \beta \cdot (n-3) - \gamma}{n \cdot (n-1)} \cdot H_{n-2} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)} \cdot H_{n-3} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega0 + \mu \cdot \omega0^2}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2) \cdot (n-3)} \cdot H_{n-4}$$

$$I_n := \frac{i \cdot \alpha n}{n} \cdot I_{n-1} + \frac{i \cdot \beta \cdot (n-3) - \gamma}{n \cdot (n-1)} \cdot I_{n-2} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)} \cdot I_{n-3} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega 0 + \mu \cdot \omega 0^2}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2) \cdot (n-3)} \cdot I_{n-4}$$

Прийемо кількість членів ряду для забезпечення бажаної степені точності $S := 8$

Члени матриці R

$$k_{22} := -i \cdot \frac{\alpha n}{2l}$$

$$k_{31} := \sum_{n=0}^S F_n$$

$$k_{32} := \sum_{n=0}^S G_n$$

$$k_{33} := \sum_{n=0}^S H_n$$

$$k_{34} := \sum_{n=0}^S I_n$$

$$k_{41} := \sum_{n=2}^S n \cdot (n-1) \cdot F_n - i \cdot \frac{\alpha b}{2l} \cdot \sum_{n=1}^S n \cdot F_n$$

$$k_{42} := \sum_{n=2}^S n \cdot (n-1) \cdot G_n - i \cdot \frac{\alpha b}{2l} \cdot \sum_{n=1}^S n \cdot G_n$$

$$k_{43} := \sum_{n=2}^S n \cdot (n-1) \cdot H_n - i \cdot \frac{\alpha b}{2l} \cdot \sum_{n=1}^S n \cdot H_n$$

$$k_{44} := \sum_{n=2}^S n \cdot (n-1) \cdot I_n - i \cdot \frac{\alpha b}{2l} \cdot \sum_{n=1}^S n \cdot I_n$$

Обчислимо значення елементів матриці a

$$a_0 := 0$$

$$a_2 := \frac{k_{44} \cdot k_{32} - k_{34} \cdot k_{42}}{k_{42} \cdot k_{33} - k_{32} \cdot k_{43}} \quad a_2 = -0.386 + 7.572i \times 10^{-5}$$

$$a_1 := \frac{-(k_{34} + k_{33} \cdot a_2)}{k_{32}} \quad a_1 = 0.199 - 6.503i \times 10^{-5}$$

$$a_3 := 1$$

Добуток матриць

$$R := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k22 & 2 & 0 \\ k31 & k32 & k33 & k34 \\ k41 & k42 & k43 & k44 \end{pmatrix} \quad a := \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{pmatrix} \quad R \cdot a = \begin{pmatrix} 0 \\ -0.773 + 4.355i \times 10^{-3} \\ -0.061 - 4.366i \times 10^{-5} \\ -3.817 + 9.884i \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

Визначник матриці R $|R| = -3.186 \times 10^{26} + 2.532i \times 10^{24}$

Значення елементів матриці a

$$a_0 = 0$$

$$a_1 = 0.199 - 6.503i \times 10^{-5}$$

$$a_2 = -0.386 + 7.572i \times 10^{-5}$$

$$a_3 = 1$$

$$n := 4, 5.. 8$$

$$a_n := \frac{i \cdot \alpha n}{n} \cdot a_{n-1} + \frac{i \cdot \beta \cdot \omega 0 \cdot (n-3) - \gamma}{n \cdot (n-1)} \cdot a_{n-2} + \frac{\delta \cdot (n-3)}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2)} \cdot a_{n-3} + \frac{i \cdot \varepsilon \cdot \omega 0 + \mu \cdot \omega 0^2}{n \cdot (n-1) \cdot (n-2) \cdot (n-3)} \cdot a_{n-4}$$

$$a = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.199 - 6.503i \times 10^{-5} \\ -0.386 + 7.572i \times 10^{-5} \\ 1 \\ -2.911 - 7.604i \times 10^{-4} \\ 9.039 + 5.314i \times 10^{-3} \\ -29.237 - 0.022i \\ 37.367 + 0.026i \\ -15.21 - 9.337i \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

Координата точки колони НШ $\xi := 0.5$

Значення прогину $W := a_0 + a_1 \cdot \xi + a_2 \cdot \xi^2 + a_3 \cdot \xi^3 + a_4 \cdot \xi^4 + a_5 \cdot \xi^5 + a_6 \cdot \xi^6 + a_7 \cdot \xi^7 + a_8 \cdot \xi^8$

$$W = 4.155 \times 10^{-3} - 6.334i \times 10^{-5}$$

$i := 0, 1..8$

Значення критичної величини осьової сили F , Н при різних значеннях крутного моменту вгорі колони НШ M , Н*м

$F :=$	$M :=$
5940	0
5760	50
5640	100
5580	150
5530	200
5500	250
5480	300
5450	500

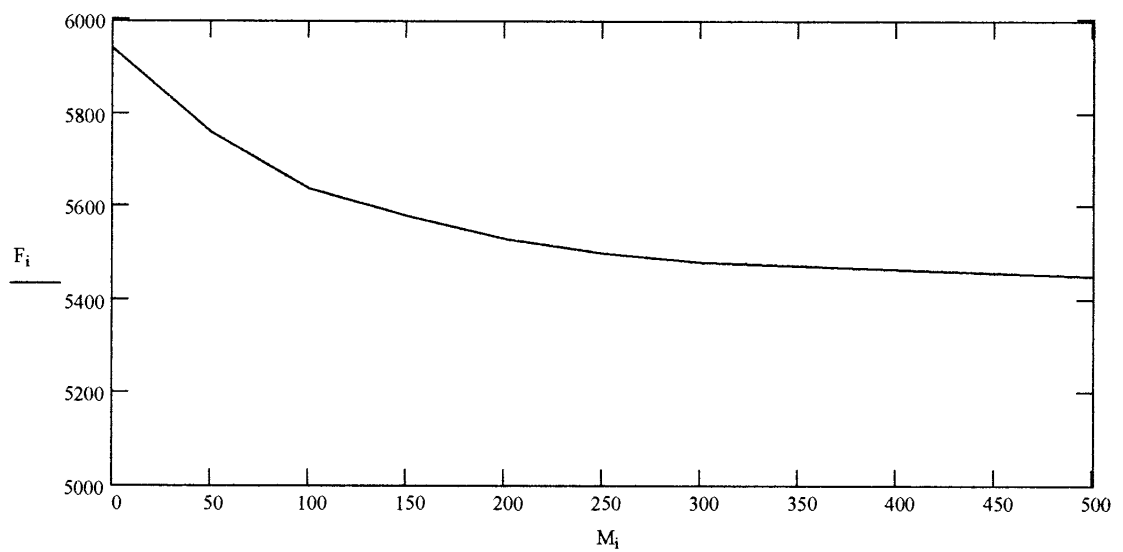


Рисунок А.1 - Графік залежності критичного значення осьової сили від крутного моменту вгорі колони НШ

Додаток Б

РОЗРАХУНОК ВЕЛИЧИНИ КРУТНОГО МОМЕНТУ, СТВОРЮВАНОВОГО
ЛОПАТЯМИ ПРОТЕКТОРА

Вхідні дані:

Довжина ходу плунжера, м $s := 3$ Частота коливань верстата-качалки, хв-1 $f := 10$ Тривалість періоду коливань верстата-качалки, с $T := \frac{60}{f}$ $T = 6$

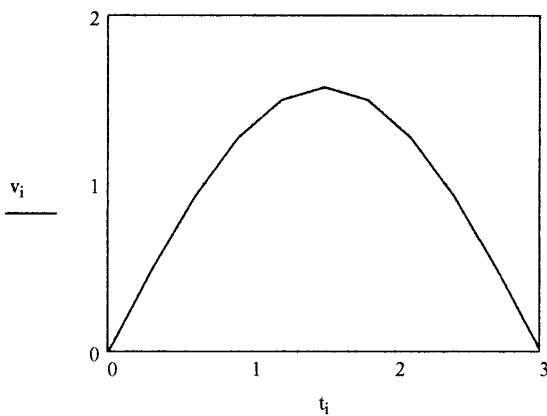
Масив точок для задання координат по часу

 $i := 0, 1.. 10$

$t :=$	$\left(\begin{array}{c} 0 \\ 0.1 \\ 0.2 \\ 0.3 \\ 0.4 \\ 0.5 \\ 0.6 \\ 0.7 \\ 0.8 \\ 0.9 \\ 1 \end{array} \right) \cdot \frac{T}{2}$	$t =$	<table border="1"> <tr><td></td><td>0</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>0.3</td></tr> <tr><td>2</td><td>0.6</td></tr> <tr><td>3</td><td>0.9</td></tr> <tr><td>4</td><td>1.2</td></tr> <tr><td>5</td><td>1.5</td></tr> <tr><td>6</td><td>1.8</td></tr> <tr><td>7</td><td>2.1</td></tr> <tr><td>8</td><td>2.4</td></tr> <tr><td>9</td><td>2.7</td></tr> <tr><td>10</td><td>3</td></tr> </table>		0	0	0	1	0.3	2	0.6	3	0.9	4	1.2	5	1.5	6	1.8	7	2.1	8	2.4	9	2.7	10	3
	0																										
0	0																										
1	0.3																										
2	0.6																										
3	0.9																										
4	1.2																										
5	1.5																										
6	1.8																										
7	2.1																										
8	2.4																										
9	2.7																										
10	3																										

Закон зміни швидкості руху колони насосних штанг, м/с

$$v_i := s \frac{\pi}{T} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T} \cdot t_i\right)$$



$v =$	<table border="1"> <tr><td></td><td>0</td></tr> <tr><td>0</td><td>0</td></tr> <tr><td>1</td><td>0.485</td></tr> <tr><td>2</td><td>0.923</td></tr> <tr><td>3</td><td>1.271</td></tr> <tr><td>4</td><td>1.494</td></tr> <tr><td>5</td><td>1.571</td></tr> <tr><td>6</td><td>1.494</td></tr> <tr><td>7</td><td>1.271</td></tr> <tr><td>8</td><td>0.923</td></tr> <tr><td>9</td><td>0.485</td></tr> <tr><td>10</td><td>0</td></tr> </table>		0	0	0	1	0.485	2	0.923	3	1.271	4	1.494	5	1.571	6	1.494	7	1.271	8	0.923	9	0.485	10	0
	0																								
0	0																								
1	0.485																								
2	0.923																								
3	1.271																								
4	1.494																								
5	1.571																								
6	1.494																								
7	1.271																								
8	0.923																								
9	0.485																								
10	0																								

Рисунок Б.1 - Графік зміни швидкості руху колони насосних штанг за час руху колони насосних штанг вниз

Зовнішній радіус лопатей, м $R_z := \frac{58}{2} \cdot 10^{-3}$ $R_z = 0.029$

Внутрішній радіус лопатей, м $R_v := \frac{44}{2} \cdot 10^{-3}$ $R_v = 0.022$

Середній радіус лопатей, м $R_c := \frac{R_z + R_v}{2}$ $R_c = 0.025$

Радіус тіла насосної штанги, м $R_0 := \frac{19}{2} \cdot 10^{-3}$

Внутрішній радіус НКТ, м $R_{nkt} := \frac{60}{2} \cdot 10^{-3}$

Кількість лопатей $n := 6$

Висота протектора, м $h := 75 \cdot 10^{-3}$

Кут між поверхнями міжлопатевого каналу протектора $\gamma := 37\text{deg}$

Кут між бічними поверхнями лопаті $\phi := \frac{2\pi}{n} - \gamma$ $\phi = 23\text{deg}$

Кутова швидкість обертання протектора, 1/с $\omega := 0.1$

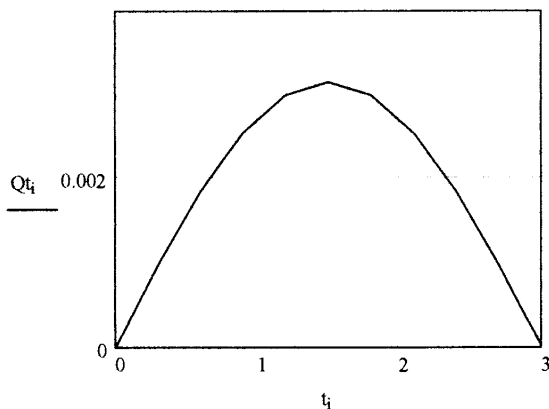
Густина пластової рідини, кг/м³ $\rho := 900$

Кут нахилу лопаті до гориз. осі на вході в протектор $\beta_1 := 90\text{deg}$

Кут нахилу лопаті до гориз. осі на виході з протектора $\beta_2 := 40\text{deg}$

Величина миттєвої витрати рідини через протектор, м³/с

$$Q_{t_i} := v_i \pi \cdot (R_{nkt}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - R_z^2) + n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$



	0
0	0
1	$9.738 \cdot 10^{-4}$
2	$1.852 \cdot 10^{-3}$
3	$2.55 \cdot 10^{-3}$
4	$2.997 \cdot 10^{-3}$
5	$3.151 \cdot 10^{-3}$
6	$2.997 \cdot 10^{-3}$
7	$2.55 \cdot 10^{-3}$
8	$1.852 \cdot 10^{-3}$
9	$9.738 \cdot 10^{-4}$
10	0

Рисунок Б.2 - Графік зміни витрати рідини через протектор за час руху колони насосних штанг вниз

	0
0	$2.55 \cdot 10^{-3}$
1	$2.55 \cdot 10^{-3}$
2	$2.55 \cdot 10^{-3}$
3	$2.55 \cdot 10^{-3}$
4	$2.55 \cdot 10^{-3}$
5	$2.55 \cdot 10^{-3}$
6	$2.55 \cdot 10^{-3}$
7	$2.55 \cdot 10^{-3}$
8	$2.55 \cdot 10^{-3}$
9	$2.55 \cdot 10^{-3}$
10	$2.55 \cdot 10^{-3}$

Колова швидкість на вході в протектор, м/с $u1_i := \omega \cdot Rc$

$u1 =$

Колова швидкість на виході з протектора, м/с $u2_i := u1_i$

	0
0	0
1	1.408
2	2.678
3	3.686
4	4.334
5	4.557
6	4.334
7	3.686
8	2.678
9	1.408
10	0

Переносна швидкість на вході в протектор, м/с $w1_i := \frac{Qt_i}{\pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$

$w1 =$

Переносна швидкість на виході з протектора, м/с $w2_i := w1_i$

	0
0	$2.55 \cdot 10^{-3}$
1	1.408
2	2.678
3	3.686
4	4.334
5	4.557
6	4.334
7	3.686
8	2.678
9	1.408
10	$2.55 \cdot 10^{-3}$

Абсолютна швидкість на вході в протектор, м/с

$$c1_i := \sqrt{(u1_i)^2 + (w1_i)^2 - 2 \cdot u1_i \cdot w1_i \cdot \cos(\beta1)}$$

$c1 =$

Абсолютна швидкість на виході з протектора, м/с

$$c2_i := \sqrt{(u2_i)^2 + (w2_i)^2 - 2 \cdot u2_i \cdot w2_i \cdot \cos(\beta2)}$$

$c2_i =$

	0
0	$2.55 \cdot 10^{-3}$
1	1.406
2	2.676
3	3.684
4	4.332
5	4.555
6	4.332
7	3.684
8	2.676
9	1.406
10	$2.55 \cdot 10^{-3}$

Кут між напрямком абсолютної і колової швидкості на вході в протектор

$$\alpha_{1i} := \arccos \left[\frac{(c_{1i})^2 + (u_{1i})^2 - (w_{1i})^2}{2 c_{1i} \cdot u_{1i}} \right]$$

	0	
0	0	
1	89.896	
2	89.945	
3	89.96	
4	89.966	
5	89.968	
6	89.966	
7	89.96	
8	89.945	
9	89.896	
10	0	

deg

Кут між напрямком абсолютної і колової швидкості на виході з протектора

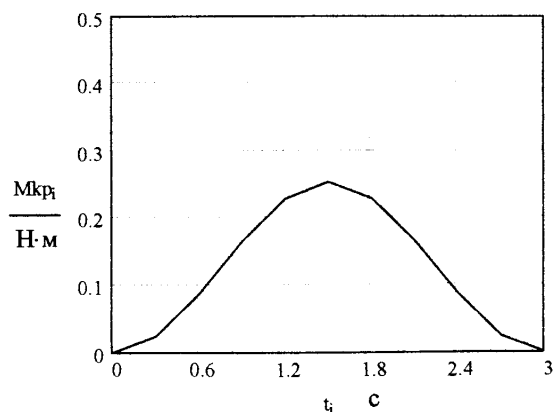
$$\alpha_{2i} := \arccos \left[\frac{(c_{2i})^2 + (u_{2i})^2 - (w_{2i})^2}{2 c_{2i} \cdot u_{2i}} \right]$$

	0	
0	0	
1	139.933	
2	139.965	
3	139.975	
4	139.978	
5	139.979	
6	139.978	
7	139.975	
8	139.965	
9	139.933	
10	$8.538 \cdot 10^{-7}$	

deg

Крутий момент, який виникає в протекторі від взаємодії з рідиною за час руху колони насосних штанг вниз, Н*м

$$M_{kp_i} := \rho \cdot Q t_i \cdot R c \cdot (-c_{2i} \cdot \cos(\alpha_{2i}) + c_{1i} \cdot \cos(\alpha_{1i}))$$



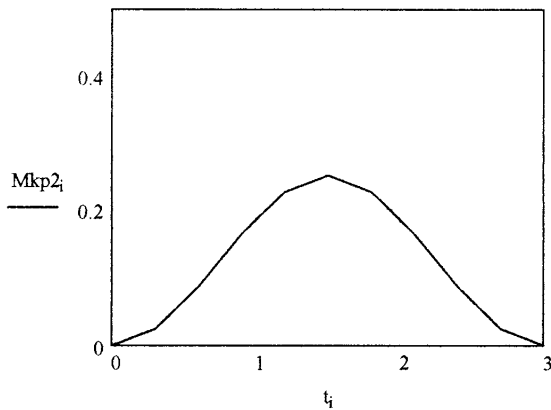
	0	
0	0	
1	0.024	
2	0.087	
3	0.165	
4	0.228	
5	0.252	
6	0.228	
7	0.165	
8	0.087	
9	0.024	
10	0	

M_{kp} =

Рисунок Б.3 - Графік зміни величини крутного моменту, створюваного протектором, за час руху колони насосних штанг вниз

Величина крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, Н*м

$$M_{kp2_i} := R_c \cdot Q_{t_i} \cdot \rho \cdot (w_{2_i} \cdot \cos(\beta_2) - w_{1_i} \cdot \cos(\beta_1))$$



	0
0	0
1	0.024
2	0.087
3	0.165
4	0.228
5	0.252
6	0.228
7	0.165
8	0.087
9	0.024
10	0

Рисунок Б.4 - Графік зміни величини крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху

РОЗРАХУНОК СЕРЕДНЬОГО ЗНАЧЕННЯ ВЕЛИЧИНИ КРУТНОГО МОМЕНТУ, СТВОРЮВАНОВОГО ЛОПАТЯМИ ПРОТЕКТОРА ЗА ЧАС РУХУ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ВНИЗ

Середнє значення миттєвої витрати рідини через протектор, м³/с

$$Q_{tc} := 2s \cdot \frac{(R_{nkt}^2 - R_0^2)}{T} \cdot \frac{n \cdot \pi \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - R_z^2) + n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}} \quad Q_{tc} = 2.006 \times 10^{-3}$$

Середнє значення переносної швидкості на вході в протектор, м/с $w_{1c} := \frac{Q_{tc}}{\pi \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}} \quad w_{1c} = 2.901$

Середнє значення переносної швидкості на виході з протектора, м/с $w_{2c} := w_{1c} \quad w_{2c} = 2.901$

Середнє значення абсолютної швидкості на вході в протектор, м/с

$$c_{1c} := \sqrt{(u_{10})^2 + w_{1c}^2 - 2 \cdot u_{10} \cdot w_{1c} \cdot \cos(\beta_1)} \quad c_{1c} = 2.901$$

Середнє значення абсолютної швидкості на виході з протектора, м/с

$$c_{2c} := \sqrt{(u_{20})^2 + w_{2c}^2 - 2 \cdot u_{20} \cdot w_{2c} \cdot \cos(\beta_2)} \quad c_{2c} = 2.899$$

Середнє значення кута між напрямком абсолютної і колової швидкості на вході в протектор

$$\alpha_{1c} := \arccos \left[\frac{c_{1c}^2 + (u_{10})^2 - w_{1c}^2}{2 \cdot c_{1c} \cdot u_{10}} \right] \quad \alpha_{1c} = 89.95 \text{ deg}$$

Середнє значення кута між напрямком абсолютної і колової швидкості на виході з протектора

$$\alpha_{2c} := \arccos \left[\frac{c_{2c}^2 + (u_{20})^2 - w_{2c}^2}{2 \cdot c_{2c} \cdot u_{20}} \right] \quad \alpha_{2c} = 139.968 \text{ deg}$$

Середнє значення крутного моменту, який виникає в протекторі від взаємодії з рідиною за час руху колони насосних штанг вниз, Н*м

$$M_{kpc} := \rho \cdot Q_{tc} \cdot R_c \cdot (-c_{2c} \cdot \cos(\alpha_{2c}) + c_{1c} \cdot \cos(\alpha_{1c})) \quad M_{kpc} = 0.102$$

Середнє значення крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, Н*м

$$M_{kp2c} := R_c \cdot Q_{tc} \cdot \rho \cdot (w_{2c} \cdot \cos(\beta_2) - w_{1c} \cdot \cos(\beta_1)) \quad M_{kp2c} = 0.102$$

РОЗРАХУНОК ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ПРОТЕКТОРА НА ВЕЛИЧИНУ КРУТНОГО МОМЕНТУ, СТВОРЮВАНОГО ПРОТЕКТОРОМ

КІЛЬКІСТЬ ЛОПАТЕЙ ПРОТЕКТОРА

Масив точок для задання кількості лопатей

$i := 0, 1..9$

Кількість лопатей

$$n := \begin{pmatrix} 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \end{pmatrix}$$

Прийmemo сталий коефіцієнт співвідношення між кутами ϕ і γ

$$\varepsilon := \frac{\phi}{\gamma}$$

$\varepsilon := 2$

Тоді масив значень кута між гранями міжлопатевого каналу протектора

$$\gamma := \frac{2\pi}{n} \cdot \frac{1}{1 + \varepsilon}$$

	0
0	60
1	40
2	30
3	24
4	20
5	17.143
6	15
7	13.333
8	12
9	10.909

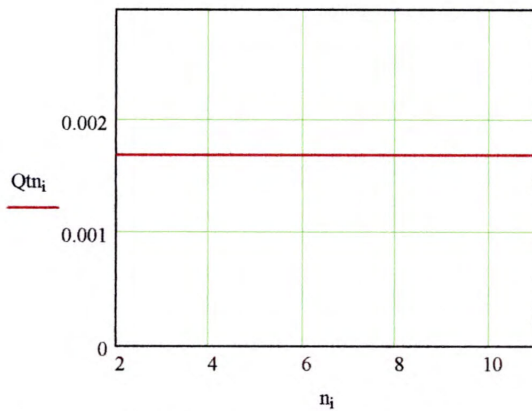
deg

Кут між бічними гранями лопаті $\phi := \frac{2\pi}{n} - \gamma$

	0	
0	120	deg
1	80	
2	60	
3	48	
4	40	
5	34.286	
6	30	
7	26.667	
8	24	
9	21.818	

Середнє значення витрати рідини через протектор, м³/с

$$Q_{tn_i} := 2s \cdot \frac{(R_{nkt}^2 - R_0^2)}{T} \cdot \frac{n_i \cdot \pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma_i}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - Rz^2) + n_i \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma_i}{2\pi}}$$



	0	
0	1.701·10 ⁻³	Q _{tn} =
1	1.701·10 ⁻³	
2	1.701·10 ⁻³	
3	1.701·10 ⁻³	
4	1.701·10 ⁻³	
5	1.701·10 ⁻³	
6	1.701·10 ⁻³	
7	1.701·10 ⁻³	
8	1.701·10 ⁻³	
9	1.701·10 ⁻³	

Рисунок Б.5 - Графік зміни середнього значення витрати рідини через протектор при зміні числа лопатей

Середнє значення переносної швидкості на вході в протектор, м/с

$$w1n_i := \frac{Q_{tn_i}}{\pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot n_i \cdot \frac{\gamma_i}{2\pi}}$$

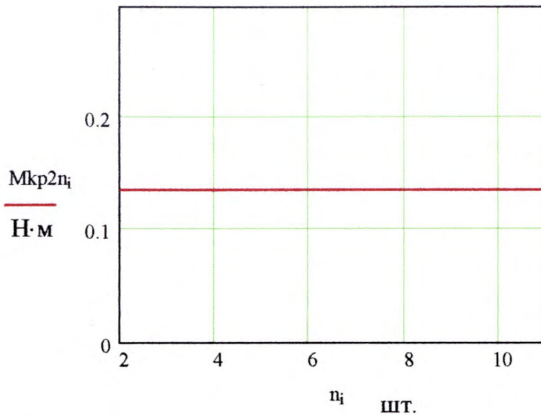
	0	
0	4.549	w1n =
1	4.549	
2	4.549	
3	4.549	
4	4.549	
5	4.549	
6	4.549	
7	4.549	
8	4.549	
9	4.549	

Середнє значення переносної швидкості на виході з протектора, м/с

$$w2n_i := w1n_i$$

Середнє значення крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, H^*m

$$M_{kp2n_i} := R_c \cdot Q_{tn_i} \cdot \rho \cdot (w_{2n_i} \cdot \cos(\beta_2) - w_{1n_i} \cdot \cos(\beta_1))$$



	0
0	0.136
1	0.136
2	0.136
3	0.136
4	0.136
5	0.136
6	0.136
7	0.136
8	0.136
9	0.136

Рисунок Б.6 - Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні числа лопатей

Для подальших розрахунків приймаємо $n := 6$

КОЕФІЦІЄНТ СПІВВІДНОШЕННЯ МІЖ КУТОМ, УТВОРЮВАНИМ ГРАНЯМИ ЛОПАТІ, І КУТОМ, УТВОРЮВАНИМ ГРАНЯМИ КАНАЛУ

Масив точок для задання коефіцієнта співвідношення між кутами ϕ і γ

$i := 0, 1..9$

$$\varepsilon := \begin{pmatrix} 0.5 \\ 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \end{pmatrix}$$

Кут між поверхнями міжлопатевого каналу протектора

$$\gamma_i := \frac{1}{1 + \varepsilon_i} \frac{2\pi}{n}$$

	0
0	40
1	30
2	20
3	15
4	12
5	10
6	8.571
7	7.5
8	6.667
9	6

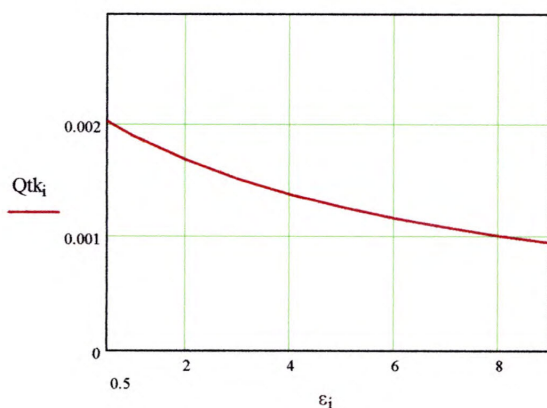
deg

Кут між бічними поверхнями лопаті $\phi := \frac{2\pi}{n} - \gamma$

	0	
0	20	
1	30	
2	40	
3	45	
4	48	deg
5	50	
6	51.429	
7	52.5	
8	53.333	
9	54	

Середнє значення витрати рідини через протектор, м³/с

$$Q_{tk_i} := 2s \cdot \frac{(Rnkt^2 - R0^2)}{T} \cdot \frac{n \cdot \pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma_i}{2\pi}}{(Rnkt^2 - Rz^2) + n \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma_i}{2\pi}}$$



	0
0	2.039 · 10 ⁻³
1	1.912 · 10 ⁻³
2	1.701 · 10 ⁻³
3	1.531 · 10 ⁻³
4	1.393 · 10 ⁻³
5	1.277 · 10 ⁻³
6	1.179 · 10 ⁻³
7	1.096 · 10 ⁻³
8	1.023 · 10 ⁻³
9	9.59 · 10 ⁻⁴

Рисунок Б.7 - Графік зміни середнього значення витрати рідини через протектор при зміні співвідношення між кутами ϕ і γ

Середнє значення переносної швидкості на вході в протектор, м/с

$$w1k_i := \frac{Q_{tk_i}}{\pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot n \cdot \frac{\gamma_i}{2\pi}}$$

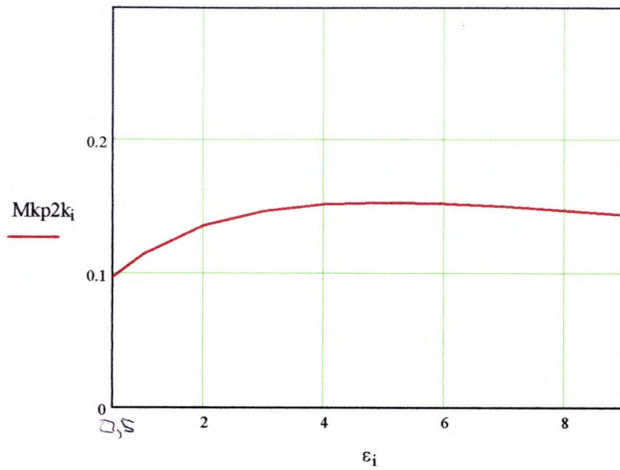
	0
0	2.726
1	3.409
2	4.549
3	5.462
4	6.21
5	6.833
6	7.361
7	7.814
8	8.207
9	8.551

Середнє значення переносної швидкості на виході з протектора, м/с

$$w2k_i := w1k_i$$

Середнє значення крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, H^*m

$$M_{kp2k_i} := R_c \cdot Q_{tk_i} \cdot \rho \cdot (w_{2k_i} \cdot \cos(\beta_2) - w_{1k_i} \cdot \cos(\beta_1))$$



	0
0	0.098
1	0.115
2	0.136
3	0.147
4	0.152
5	0.153
6	0.153
7	0.151
8	0.148
9	0.144

Рисунок Б.8 - Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні співвідношення між кутами ϕ і γ

Для подальших розрахунків приймаємо

$$\varepsilon := 4 \quad \gamma := 10 \text{deg}$$

$$\phi := 50 \text{deg}$$

ВНУТРІШНІЙ РАДІУС ЛОПАТИ ПРОТЕКТОРА

Масив точок для задання величини коефіцієнта співвідношення між внутрішнім та зовнішнім радіусами протектора

$$i := 0, 1..9$$

Значення коефіцієнта γ

γ
0.3
0.4
0.5
0.6
0.7
0.8
0.85
0.9
0.95
1

Внутрішній радіус протектора, м

$$R_v := R_z \cdot \gamma$$

$R_v =$

	0
0	$8.7 \cdot 10^{-3}$
1	0.012
2	0.015
3	0.017
4	0.02
5	0.023
6	0.025
7	0.026
8	0.028
9	0.029

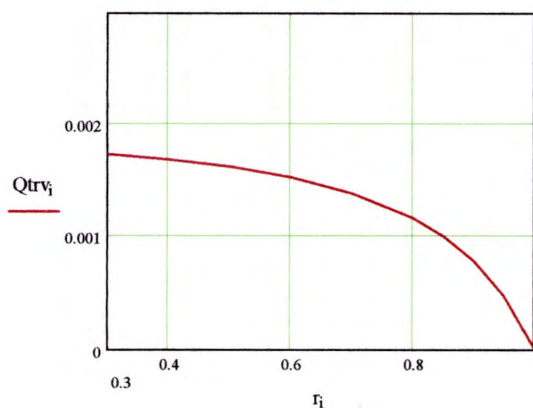
Середній радіус лопаті протектора, м

$$R_{c_i} := \frac{R_{v_i} + R_z}{2}$$

	0
0	0.019
1	0.02
2	0.022
3	0.023
4	0.025
5	0.026
6	0.027
7	0.028
8	0.028
9	0.029

Середнє значення витрати рідини через протектор, м³/с

$$Q_{trv_i} := 2S \cdot \frac{(R_{nkt}^2 - R_0^2)}{T} \cdot \frac{n \cdot \pi \cdot [R_z^2 - (R_{v_i})^2] \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - R_z^2) + n \cdot [R_z^2 - (R_{v_i})^2] \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$



	0
0	1.739 · 10 ⁻³
1	1.695 · 10 ⁻³
2	1.629 · 10 ⁻³
3	1.535 · 10 ⁻³
4	1.394 · 10 ⁻³
5	1.173 · 10 ⁻³
6	1.011 · 10 ⁻³
7	7.912 · 10 ⁻⁴
8	4.784 · 10 ⁻⁴
9	0

Рисунок Б.9 - Графік зміни середнього значення витрати рідини через протектор при зміні величини коефіцієнта співвідношення між внутрішнім та зовнішнім радіусом лопаті

Середнє значення переносної швидкості на вході в протектор, м/с

$$w_{lrv_i} := \frac{Q_{trv_i}}{\pi \cdot [R_z^2 - (R_{v_i})^2] \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$

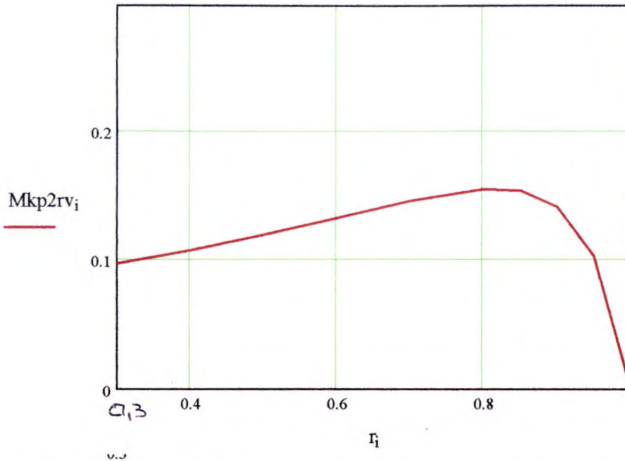
	0
0	4.341
1	4.582
2	4.934
3	5.445
4	6.206
5	7.398
6	8.272
7	9.456
8	11.143
9	0

Середнє значення переносної швидкості на виході з протектора, м/с

$$w_{2rv_i} := w_{lrv_i}$$

Середнє значення крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, Н*м

$$M_{kp2rv_i} := R_{c_i} \cdot Q_{trv_i} \cdot \rho \cdot (w_{2rv_i} \cdot \cos(\beta_2) - w_{1rv_i} \cdot \cos(\beta_1))$$



	0
0	0.098
1	0.109
2	0.121
3	0.134
4	0.147
5	0.156
6	0.155
7	0.142
8	0.104
9	0

Рисунок Б.10 - Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини коефіцієнта співвідношення між внутрішнім та зовнішнім радіусом лопаті

$$r := 0.8 \quad R_v := R_z \cdot r \quad R_v = 0.023$$

Для подальших розрахунків приймаємо

$$R_v := 0.022$$

ЗОВНІШНІЙ РАДІУС ЛОПАТІ ПРОТЕКТОРА

Масив точок для задання величини зовнішнього радіусу лопаті протектора

$$i := 0, 1..9$$

Зовнішній радіус протектора, м

$$R_z := \begin{pmatrix} 44 \\ 46 \\ 48 \\ 50 \\ 52 \\ 54 \\ 56 \\ 58 \\ 59 \\ 60 \end{pmatrix} \cdot 0.5 \cdot 10^{-3}$$

	0
0	0.022
1	0.023
2	0.024
3	0.025
4	0.026
5	0.027
6	0.028
7	0.029
8	0.03
9	0.03

Середній радіус лопати протектора, м

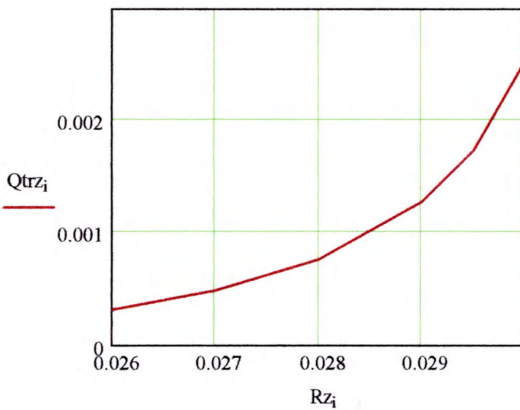
$$R_{c_i} := \frac{R_v + R_{z_i}}{2}$$

$R_c =$

	0
0	0.022
1	0.023
2	0.023
3	0.023
4	0.024
5	0.025
6	0.025
7	0.025
8	0.026
9	0.026

Середнє значення витрати рідини через протектор, м³/с

$$Q_{tr_{z_i}} := 2s \cdot \frac{(R_{nkt}^2 - R_0^2)}{T} \cdot \frac{n \cdot \pi \cdot [(R_{z_i})^2 - (R_v)^2] \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{[R_{nkt}^2 - (R_{z_i})^2] + n \cdot [(R_{z_i})^2 - (R_v)^2] \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$



	0
0	0
1	5.041 · 10 ⁻⁵
2	1.15 · 10 ⁻⁴
3	2.003 · 10 ⁻⁴
4	3.18 · 10 ⁻⁴
5	4.904 · 10 ⁻⁴
6	7.662 · 10 ⁻⁴
7	1.277 · 10 ⁻³
8	1.74 · 10 ⁻³
9	2.544 · 10 ⁻³

Рисунок Б.11 - Графік зміни середнього значення витрати рідини через протектор при зміні величини зовнішнього радіусу лопати

Середнє значення переносної швидкості на вході в протектор, м/с

$$w_{lr_{z_i}} := \frac{Q_{tr_{z_i}}}{\pi \cdot [(R_{z_i})^2 - (R_v)^2] \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$

$w_{lr} =$

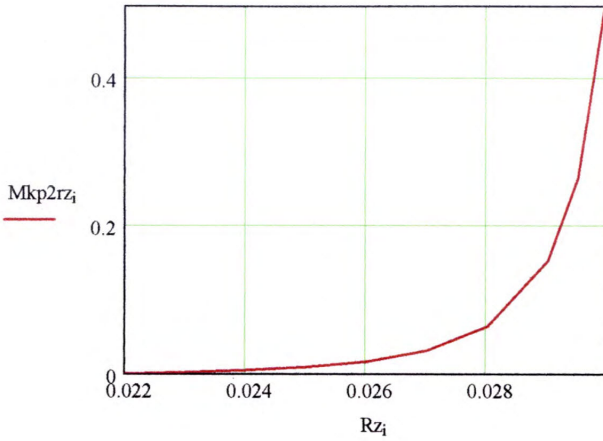
	0
0	0
1	2.139
2	2.386
3	2.713
4	3.163
5	3.823
6	4.878
7	6.833
8	8.603
9	11.679

Середнє значення переносної швидкості на виході з протектора, м/с

$$w_{2rz_i} := w_{lr_{z_i}}$$

Середнє значення крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, Н*м

$$M_{kp2rz_i} := R_{c_i} \cdot Q_{trz_i} \cdot \rho \cdot (w_{2rz_i} \cdot \cos(\beta_2) - w_{1rz_i} \cdot \cos(\beta_1))$$



	0
0	0
1	1.673 · 10 ⁻³
2	4.35 · 10 ⁻³
3	8.802 · 10 ⁻³
4	0.017
5	0.032
6	0.064
7	0.153
8	0.266
9	0.533

Рисунок Б.12 - Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини зовнішнього радіусу лопаті

Для подальших розрахунків приймаємо

$$R_z := 0.029$$

$$R_c := \frac{R_v + R_z}{2} \quad R_c = 0.025$$

КУТ НАХИЛУ ЛОПАТІ ДО ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ПЛОЩИНИ НА ВХОДІ В ПРОТЕКТОР

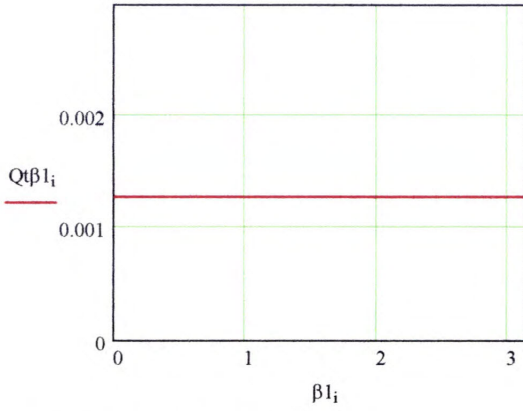
Масив точок для задання величини кута β1

$$i := 0, 1..9$$

$$\text{Кут нахилу лопаті до гориз. площини на вході в протектор } \beta_1 := \begin{pmatrix} 0.1 \\ 20 \\ 45 \\ 60 \\ 90 \\ 120 \\ 135 \\ 150 \\ 180 \end{pmatrix} \text{ deg}$$

Середнє значення витрати рідини через протектор, м3/с

$$Q_{t\beta_1_i} := 2s \cdot \frac{(R_{nkt}^2 - R_0^2)}{T} \cdot \frac{n \cdot \pi \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - R_z^2) + n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$



	0
0	1.277·10 ⁻³
1	1.277·10 ⁻³
2	1.277·10 ⁻³
3	1.277·10 ⁻³
4	1.277·10 ⁻³
5	1.277·10 ⁻³
6	1.277·10 ⁻³
7	1.277·10 ⁻³
8	1.277·10 ⁻³
9	1.277·10 ⁻³

Рисунок Б.13 - Графік зміни середнього значення витрати рідини через протектор при зміні величини кута β1

Середнє значення переносної швидкості на вході в протектор, м/с

$$w1\beta1_i := \frac{Qt\beta1_i}{\pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$

	0
0	6.833
1	6.833
2	6.833
3	6.833
4	6.833
5	6.833
6	6.833
7	6.833
8	6.833
9	6.833

Середнє значення переносної швидкості на виході з протектора, м/с

$$w2\beta1_i := w1\beta1_i$$

Значення косинуса кута β1

$c\beta1_0 := \cos(\beta1_0)$	$c\beta1_3 := \cos(\beta1_3)$	$c\beta1_6 := \cos(\beta1_6)$
$c\beta1_1 := \cos(\beta1_1)$	$c\beta1_4 := \cos(\beta1_4)$	$c\beta1_7 := \cos(\beta1_7)$
$c\beta1_2 := \cos(\beta1_2)$	$c\beta1_5 := \cos(\beta1_5)$	$c\beta1_8 := \cos(\beta1_8)$

$$c\beta1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0.94 \\ 0.707 \\ 0.5 \\ 0 \\ -0.5 \\ -0.707 \\ -0.866 \\ -1 \end{pmatrix}$$

Середнє значення крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, Н*м

$$M_{kp2\beta 1_0} := Rc \cdot Qt\beta 1_0 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_0 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_0 \cdot c\beta 1_0)$$

$$M_{kp2\beta 1_1} := Rc \cdot Qt\beta 1_1 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_1 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_1 \cdot c\beta 1_1)$$

$$M_{kp2\beta 1_2} := Rc \cdot Qt\beta 1_2 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_2 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_2 \cdot c\beta 1_2)$$

$$M_{kp2\beta 1_3} := Rc \cdot Qt\beta 1_3 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_3 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_3 \cdot c\beta 1_3)$$

$$M_{kp2\beta 1_4} := Rc \cdot Qt\beta 1_4 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_4 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_4 \cdot c\beta 1_4)$$

$$M_{kp2\beta 1_5} := Rc \cdot Qt\beta 1_5 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_5 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_5 \cdot c\beta 1_5)$$

$$M_{kp2\beta 1_6} := Rc \cdot Qt\beta 1_6 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_6 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_6 \cdot c\beta 1_6)$$

$$M_{kp2\beta 1_7} := Rc \cdot Qt\beta 1_7 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_7 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_7 \cdot c\beta 1_7)$$

$$M_{kp2\beta 1_8} := Rc \cdot Qt\beta 1_8 \cdot \rho \cdot (w2\beta 1_8 \cdot \cos(\beta 2) - w1\beta 1_8 \cdot c\beta 1_8)$$

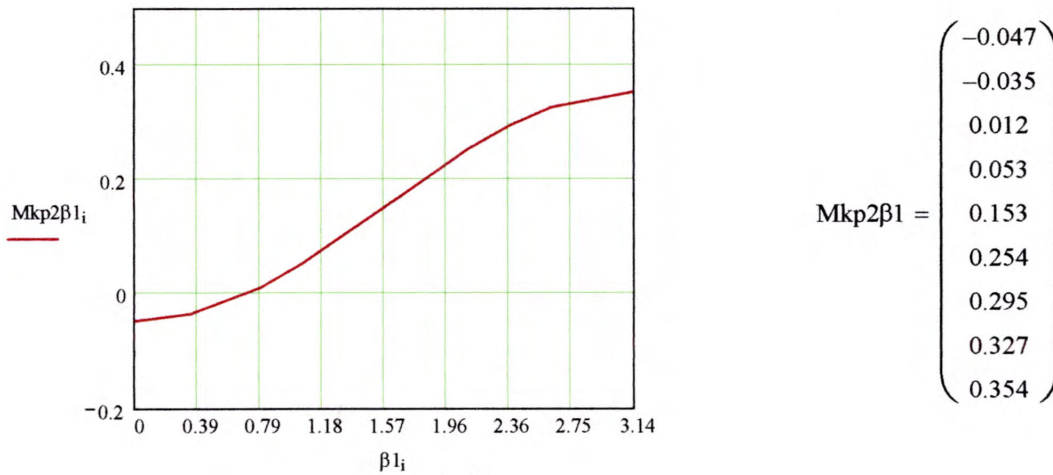


Рисунок Б.14 - Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини кута $\beta 1$

Для подальших розрахунків приймаємо

$$\beta 1 := 90deg$$

КУТ НАХИЛУ ЛОПАТІ ДО ГОРИЗОНТАЛЬНОЇ ПЛОЩИНИ НА ВИХОДІ З ПРОТЕКТОРА

Масив точок для задання величини кута β_2

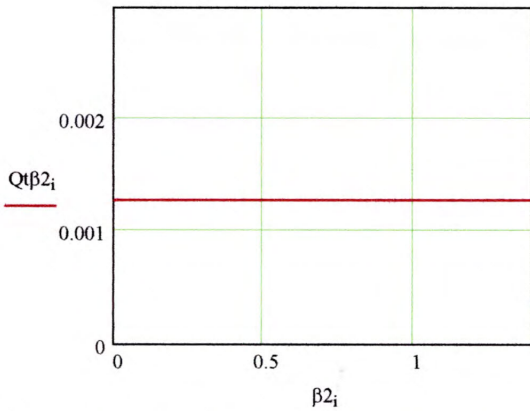
$$i := 0, 1..9$$

Кут нахилу лопаті до гориз. площини на виході з протектора

$$\beta_2 := \begin{pmatrix} 0.1 \\ 10 \\ 20 \\ 30 \\ 40 \\ 50 \\ 70 \\ 80 \\ 90 \end{pmatrix} \text{ deg}$$

Середнє значення витрати рідини через протектор, м³/с

$$Qt\beta_{2i} := 2s \cdot \frac{(Rnkt^2 - R0^2)}{T} \cdot \frac{n \cdot \pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{(Rnkt^2 - Rz^2) + n \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$



	0
0	1.277 · 10 ⁻³
1	1.277 · 10 ⁻³
2	1.277 · 10 ⁻³
3	1.277 · 10 ⁻³
4	1.277 · 10 ⁻³
5	1.277 · 10 ⁻³
6	1.277 · 10 ⁻³
7	1.277 · 10 ⁻³
8	1.277 · 10 ⁻³
9	1.277 · 10 ⁻³

Рисунок Б.15 - Графік зміни середнього значення витрати рідини через протектор при зміні величини кута β_2

Середнє значення переносної швидкості на вході в протектор, м/с

$$w1\beta_{2i} := \frac{Qt\beta_{2i}}{\pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$

	0
0	6.833
1	6.833
2	6.833
3	6.833
4	6.833
5	6.833
6	6.833
7	6.833
8	6.833
9	6.833

Середнє значення переносної швидкості на виході з протектора, м/с

$$w2\beta_{2i} := w1\beta_{2i}$$

Значення косинуса кута β_2

$$\begin{aligned} c\beta_{2_0} &:= \cos(\beta_{2_0}) & c\beta_{2_3} &:= \cos(\beta_{2_3}) & c\beta_{2_6} &:= \cos(\beta_{2_6}) \\ c\beta_{2_1} &:= \cos(\beta_{2_1}) & c\beta_{2_4} &:= \cos(\beta_{2_4}) & c\beta_{2_7} &:= \cos(\beta_{2_7}) \\ c\beta_{2_2} &:= \cos(\beta_{2_2}) & c\beta_{2_5} &:= \cos(\beta_{2_5}) & c\beta_{2_8} &:= \cos(\beta_{2_8}) \end{aligned}$$

$$c\beta_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0.985 \\ 0.94 \\ 0.866 \\ 0.766 \\ 0.643 \\ 0.342 \\ 0.174 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Середнє значення крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, H^*m

$$M_{kp2\beta_{2_0}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_0} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_0} \cdot (c\beta_{2_0}) - w1\beta_{2_0} \cdot \cos(\beta_1)]$$

$$M_{kp2\beta_{2_1}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_1} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_1} \cdot (c\beta_{2_1}) - w1\beta_{2_1} \cdot \cos(\beta_1)]$$

$$M_{kp2\beta_{2_2}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_2} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_2} \cdot (c\beta_{2_2}) - w1\beta_{2_2} \cdot \cos(\beta_1)]$$

$$M_{kp2\beta_{2_3}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_3} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_3} \cdot (c\beta_{2_3}) - w1\beta_{2_3} \cdot \cos(\beta_1)]$$

$$M_{kp2\beta_{2_4}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_4} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_4} \cdot (c\beta_{2_4}) - w1\beta_{2_4} \cdot \cos(\beta_1)]$$

$$M_{kp2\beta_{2_5}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_5} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_5} \cdot (c\beta_{2_5}) - w1\beta_{2_5} \cdot \cos(\beta_1)]$$

$$M_{kp2\beta_{2_6}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_6} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_6} \cdot (c\beta_{2_6}) - w1\beta_{2_6} \cdot \cos(\beta_1)]$$

$$M_{kp2\beta_{2_7}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_7} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_7} \cdot (c\beta_{2_7}) - w1\beta_{2_7} \cdot \cos(\beta_1)]$$

$$M_{kp2\beta_{2_8}} := Rc \cdot Qt\beta_{2_8} \cdot \rho \cdot [w2\beta_{2_8} \cdot (c\beta_{2_8}) - w1\beta_{2_8} \cdot \cos(\beta_1)]$$

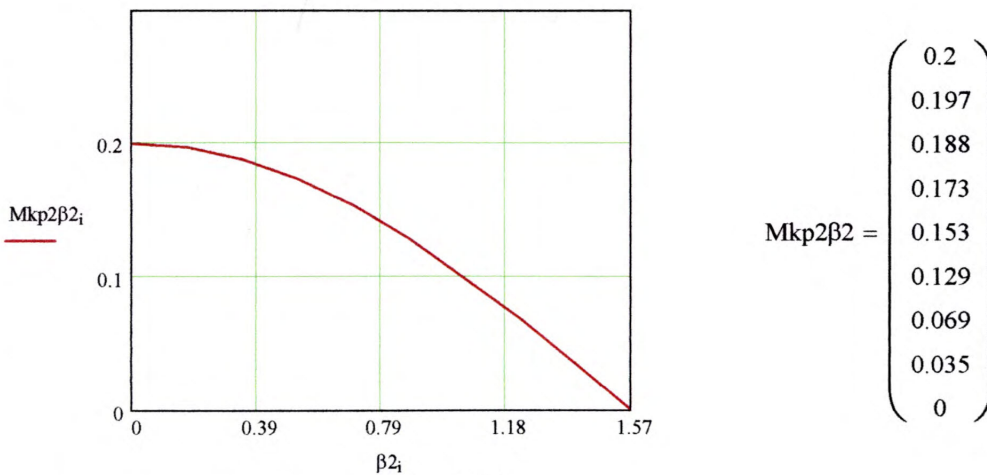


Рисунок Б.16 - Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини кута β_2

Для подальших розрахунків приймаємо $\beta_2 := 40deg$

ЧАСТОТА КОЛИВАНЬ ВЕРСТАТА-КАЧАЛКИ

Масив точок для задання частоти коливань верстата-качалки

$i := 0, 1..15$

Частота коливань верстата-качалки, хв-1 $f_i :=$

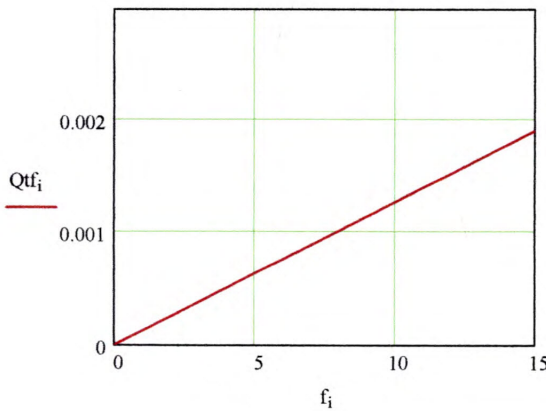
- (0.01)
- 1
- 2
- 3
- 4
- 5
- 6
- 7
- 8
- 9
- 10
- 11
- 12
- 13
- 14
- 15)

Тривалість періоду коливань верстата-качалки, с $T_i := \frac{60}{f_i}$

	0
0	6·10 ³
1	60
2	30
3	20
4	15
5	12
6	10
7	8.571
8	7.5
9	6.667
10	6
11	5.455
12	5
13	4.615
14	4.286
15	4

Середнє значення витрати рідини через протектор, м3/с

$$Q_{tf_i} := 2s \cdot \frac{(R_{nkt^2} - R_0^2) \cdot n \cdot \pi \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{T_i \cdot ((R_{nkt^2} - R_z^2) + n \cdot (R_z^2 - R_v^2)) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$



	0
0	1.277·10 ⁻⁶
1	1.277·10 ⁻⁴
2	2.555·10 ⁻⁴
3	3.832·10 ⁻⁴
4	5.109·10 ⁻⁴
5	6.387·10 ⁻⁴
6	7.664·10 ⁻⁴
7	8.941·10 ⁻⁴
8	1.022·10 ⁻³
9	1.15·10 ⁻³
10	1.277·10 ⁻³
11	1.405·10 ⁻³
12	1.533·10 ⁻³
13	1.661·10 ⁻³
14	1.788·10 ⁻³
15	1.916·10 ⁻³

Рисунок Б.17 - Графік зміни середнього значення витрати рідини через протектор при зміні частоти верстата-качалки

Середнє значення переносної швидкості на вході в протектор, м/с

$$w1f_i := \frac{Qtf_i}{\pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$

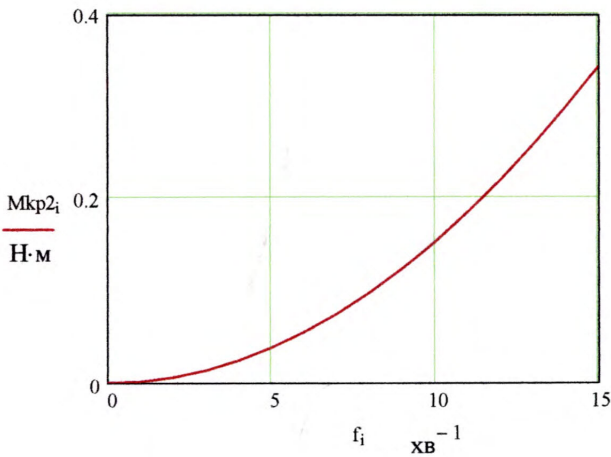
	0
0	6.833·10 ⁻³
1	0.683
2	1.367
3	2.05
4	2.733
5	3.417
6	4.1
7	4.783
8	5.467
9	6.15
10	6.833
11	7.517
12	8.2
13	8.883
14	9.567
15	10.25

Середнє значення переносної швидкості на виході з протектора, м/с

$$w2f_i := w1f_i$$

Середнє значення крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, Н*м

$$Mkp2_i := Rc \cdot Qtf_i \cdot \rho \cdot (w2f_i \cdot \cos(\beta2) - w1f_i \cdot \cos(\beta1))$$



	0
0	1.535·10 ⁻⁷
1	1.535·10 ⁻³
2	6.138·10 ⁻³
3	0.014
4	0.025
5	0.038
6	0.055
7	0.075
8	0.098
9	0.124
10	0.153
11	0.186
12	0.221
13	0.259
14	0.301
15	0.345

Рисунок Б.18 - Графік зміни середнього значення крутного моменту, створюваного протектором, при зміні величини частоти коливань верстата-качалки

Для подальших розрахунків приймаємо

$$f := 10$$

$$T := \frac{60}{f} \quad T = 6$$

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ КУТА НАХИЛУ ЛОПАТІ НА ВИХОДІ З ПРОТЕКТОРА

Вхідні дані:

$$\text{Зовнішній радіус лопатей, м} \quad R_z := \frac{58}{2} \cdot 10^{-3} \quad R_z = 0.029$$

$$\text{Внутрішній радіус лопатей, м} \quad R_v := \frac{44}{2} \cdot 10^{-3} \quad R_v = 0.022$$

$$\text{Коефіцієнт кінематичної в'язкості пластової рідини, м²/с [83]:} \quad \nu := 0.1 \cdot 10^{-3}$$

$$\text{Коефіцієнт динамічної в'язкості рідини, кг/(м*с):} \quad \mu := \nu \cdot \rho \quad \mu = 0.09$$

$$\text{Кут між поверхнями каналу протектора} \quad \gamma := 37 \text{deg}$$

$$\text{Кут між поверхнями лопаті} \quad \phi := \frac{2\pi}{n} - \gamma \quad \phi = 23 \text{deg}$$

$$\text{Швидкість руху колони НШ вниз, м/с:} \quad v_s := 1$$

$$\text{Радіус тіла протектора серійної моделі, м:} \quad R_{ps} := 0.028$$

$$\text{Ширина лопаті протектора серійної моделі, м:} \quad b := 0.022$$

$$\text{Висота протектора серійної моделі, м:} \quad h_c := 0.090$$

$$\text{Кут фаски протектора серійної моделі, м:} \quad \theta := 45 \text{deg}$$

$$\text{Радіальний зазор між протектором і НКТ, м:} \quad \delta_s := R_{nkt} - R_{ps} \quad \delta_s = 2 \times 10^{-3}$$

$$\text{Площа перерізу кільцевого простору під протектором, м²:} \quad S_{c1} := \pi(R_{ps}^2 - R_0^2) \quad S_{c1} = 2.179 \times 10^{-3}$$

Геометричні параметри перерізу протектора серійної моделі (рис. 3.8):

$$\alpha := \arcsin\left(\frac{b}{2R_{ps}}\right) \quad \alpha = 23.132 \text{deg}$$

Сумарна площа перерізу каналу протектора, м²:

$$S_{c2} := 4 \cdot \left[\pi \cdot \frac{R_{ps}^2}{4} - 2 \cdot \left[\pi \cdot R_{ps}^2 \cdot \frac{\alpha}{2 \cdot \pi} + \left(R_{ps} \cdot \cos(\alpha) - \frac{b}{2} \right) \cdot \frac{b}{4} \right] \right] \quad S_{c2} = 5.479 \times 10^{-4}$$

Коефіцієнт гідравлічного опору для випадку раптового звуження потоку для серійної моделі протектора:

$$\xi_{zs} := 0.5 \left(1 - \frac{S_{c2}}{S_{c1}} \right) \quad \xi_{zs} = 0.374$$

Коефіцієнт гідравлічного опору для випадку раптового розширення потоку для серійної моделі протектора:

$$\xi_{ps} := \left(1 - \frac{Sc2}{Sc1}\right)^2 \quad \xi_{ps} = 0.56$$

Загальний коефіцієнт гідравлічного опору для серійної моделі протектора: $\xi_s := \xi_{zs} + \xi_{ps}$ $\xi_s = 0.935$

Швидкість руху рідини в каналі протектора серійної моделі, м/с: $ws := vs \cdot \frac{Sc1}{Sc2}$ $ws = 3.978$

Величина втрат тиску на протекторі, Па: $\Delta p := \xi_s \cdot \rho \cdot \frac{ws^2}{2}$ $\Delta p = 6.654 \times 10^3$

Величина площі поперечного перерізу протектора серійної моделі, м²: $Sps := Sc1 - Sc2$ $Sps = 1.632 \times 10^{-3}$

Зусилля за рахунок різниці сил тиску на торцеві поверхні протектора, Н: $F\Delta ps := \Delta p \cdot Sps$ $F\Delta ps = 10.857$

Площа бічної поверхні протектора, м²: $Sbs := \left[hc - 2 \left(Rps - \frac{b}{2} \right) \cdot \tan(\theta) \right] \cdot 2\pi \cdot Rps \cdot \frac{8\alpha}{2\pi}$ $Sbs = 5.064 \times 10^{-3}$

Зусилля від гідравлічного тертя в кільцевому просторі навколо протектора, Н: $Fts := \mu \cdot Sbs \cdot \frac{vs}{\delta s}$ $Fts = 0.228$

Сила гідродинамічного опору при проходженні протектора серійної конструкції, Н:

$$Fs := F\Delta ps + Fts \quad Fs = 11.085$$

ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЛЯ, ЩО ДІЄ З БОКУ ПОТОКУ НА ПРОТЕКТОР ДЛЯ СТВОРЕННЯ ДОДАТКОВОГО КРУТНОГО МОМЕНТУ

Значення коефіцієнта місцевого опору $\xi := 0.5 \cdot \left[1 - \frac{n \cdot (Rnkt^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{Rnkt^2 - R0^2} \right] + \left[1 - \frac{n \cdot (Rnkt^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{Rnkt^2 - R0^2} \right]^2$
 $\xi = 0.808$

Величина миттєвої витрати рідини через протектор, м³/с

$$Qts := vs \cdot \pi \cdot (Rnkt^2 - R0^2) \cdot \frac{n \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{(Rnkt^2 - Rz^2) + n \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}} \quad Qts = 2.006 \times 10^{-3}$$

Переносна швидкість на вході в протектор, м/с: $wls := \frac{Qts}{\pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$ $wls = 2.901$

Величина втрат тиску на протекторі, Па:

$$\Delta pp := \xi \cdot \rho \cdot \frac{wls^2}{2} \quad \Delta pp = 3.061 \times 10^3$$

Площа поперечного перерізу протектора з лопатями, м²: $S_{pp} := \pi \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot n \cdot \frac{\phi}{2\pi} + \pi R_v^2 - \pi R_0^2$

$$S_{pp} = 1.667 \times 10^{-3}$$

Зусилля за рахунок різниці сил тиску знизу та зверху протектора, Н: $F_{\Delta pp} := \Delta p \cdot S_{pp} \quad F_{\Delta pp} = 5.102$

Площа зовнішньої поверхні лопатей протектора, м² $S_l := 2\pi \cdot n \cdot R_z \cdot h \cdot \frac{\phi}{2\pi} \quad S_l = 5.239 \times 10^{-3}$

Витрата рідини, яка проходить по сегментах кільцевого простору між лопатями протектора і НКТ, м³/с

$$Q_p := v_s \cdot \pi \cdot (R_{nkt}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot (R_{nkt}^2 - R_z^2) \cdot \frac{\phi}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - R_z^2) + n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}} \quad Q_p = 2.061 \times 10^{-4}$$

Швидкість течії рідини в кільцевому просторі наколо протектора, м/с

$$v_p := \frac{Q_p}{n \cdot \pi \cdot (R_{nkt}^2 - R_z^2) \cdot \frac{\phi}{2\pi}} \quad v_p = 2.901$$

Величина сили тертя, Н

$$F_{tp} := \mu \cdot S_l \cdot \frac{v_p}{R_{nkt} - R_z} \quad F_{tp} = 1.368$$

Для знаходження кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора, визначимо величину вертикальної складової сили опору в каналах протектора, яку може створювати протектор, щоб не перевищувати силу гідродинамічного опору серійної моделі протектора, Н

$$F_{гуп} := F_s - F_{\Delta pp} - F_{tp} \quad F_{гуп} = 4.615$$

Вертикальна складова сили опору визначається залежністю:

$$F_{гуп} = -Q_{ts} \cdot \rho \cdot (w_{ls} \cdot \sin(\beta_2) - w_{ls} \cdot \sin(\beta_1))$$

Виразимо, позначивши величину $\sin(\beta_2)$ змінною X . Отримаємо:

$$F_{гуп} = -Q_{ts} \cdot \rho \cdot (w_{ls} \cdot \sin(\beta_2) - w_{ls} \cdot \sin(\beta_1)) \quad F_{гуп} = 4.615$$

$$X := \frac{F_{гуп}}{Q_{ts} \cdot \rho \cdot w_{ls}} + \sin(\beta_1) \quad X = 0.119$$

Тоді

$$\beta_2 := \text{asin}(X) \quad \beta_2 = 6.828 \text{ deg}$$

Для подальших розрахунків прийемо величину кута нахилу лопаті на виході з протектора: $\beta_2 := 40 \text{ deg}$

За прийнятою величиною кута нахилу грані лопаті до горизонтальної площини на виході з протектора, проведемо розрахунок величини вертикальної складової сил опору, H :

$$F_{гуп} := -Q_{ts} \cdot \rho \cdot (w_{1s} \cdot \sin(\beta_2) - w_{1s} \cdot \sin(\beta_1)) \quad F_{гуп} = 1.871$$

Сумарна величина сили гідродинамічного опору протектора при вибраному значенні кута нахилу лопаті, H :

$$F_p := F_{\Delta p p} + F_{tp} + F_{гуп} \quad F_p = 8.341$$

РОЗРАХУНОК ВЕЛИЧИНИ КРУТНОГО МОМЕНТУ, СТВОРЮВАНОВОГО ЛОПАТЯМИ ПРОТЕКТОРА ПРИ РУСІ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ВГОРУ

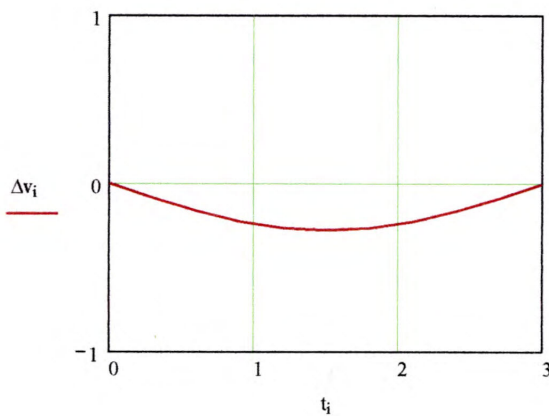
Вхідні дані: $i := 0, 1 \dots 10$

Кут нахилу лопатки до гориз. осі на виході з протектора $\beta_2 := 40 \text{ deg}$

Діаметр плунжера насоса, м $D_{pl} := 0.055$

Закон зміни швидкості потоку рідини відносно насосних штанг, м/с

$$\Delta v_i := v_i \cdot \left[\frac{D_{pl}^2 - 4 \cdot R_0^2}{4(R_{nkt}^2 - R_0^2)} - 1 \right]$$



	0
0	0
1	-0.086
2	-0.164
3	-0.226
4	-0.265
5	-0.279
6	-0.265
7	-0.226
8	-0.164
9	-0.086
10	0

Рисунок Б.19 - Графік зміни швидкості руху колони насосних штанг за час руху колони насосних штанг вниз

Кут між напрямом лопатей і коловою швидкістю обертання протектора на вході в протектор (вгорі)

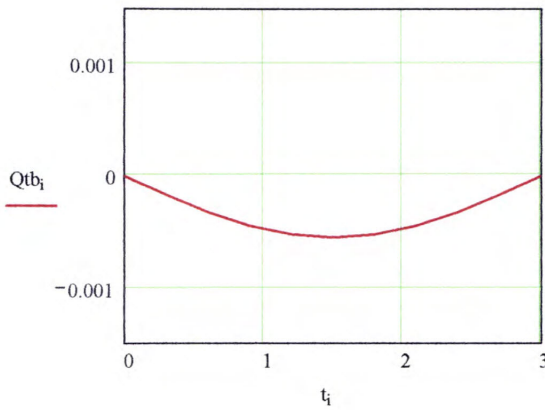
$$\beta_{b1} := \beta_2 \quad \beta_{b1} = 40 \text{ deg}$$

Кут між напрямом лопатей і коловою швидкістю обертання протектора на виході з протектора (внизу)

$$\beta_{b2} := \beta_1 \quad \beta_{b2} = 90 \text{ deg}$$

Величина миттєвої витрати рідини через протектор, м³/с

$$Q_{tb_i} := \Delta v_i \cdot \pi \cdot (R_{nkt}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - R_z^2) + n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$



	0
0	0
1	$-1.729 \cdot 10^{-4}$
2	$-3.288 \cdot 10^{-4}$
3	$-4.526 \cdot 10^{-4}$
4	$-5.321 \cdot 10^{-4}$
5	$-5.594 \cdot 10^{-4}$
6	$-5.321 \cdot 10^{-4}$
7	$-4.526 \cdot 10^{-4}$
8	$-3.288 \cdot 10^{-4}$
9	$-1.729 \cdot 10^{-4}$
10	0

Рисунок Б.20 - Графік зміни витрати рідини через протектор за час руху колони насосних штанг вниз

Переносна швидкість на вході в протектор, м/с

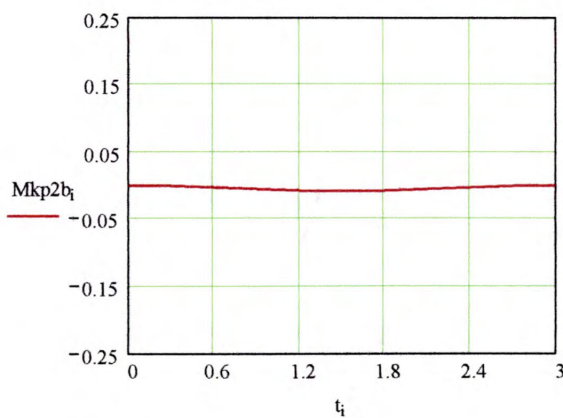
$$wb1_i := \frac{Qtb_i}{\pi \cdot (Rz^2 - Rv^2) \cdot n \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$

	0
0	0
1	-0.25
2	-0.475
3	-0.654
4	-0.769
5	-0.809
6	-0.769
7	-0.654
8	-0.475
9	-0.25
10	0

Переносна швидкість на виході з протектора, м/с $wb2_i := wb1_i$

Величина крутного моменту, визначеного за законом зміни кількості руху, Н*м

$$Mkp2b_i := Rc \cdot Qtb_i \cdot \rho \cdot (wb2_i \cdot \cos(\beta b2) - wb1_i \cdot \cos(\beta b1))$$



	0
0	0
1	$-7.597 \cdot 10^{-4}$
2	$-2.749 \cdot 10^{-3}$
3	$-5.207 \cdot 10^{-3}$
4	$-7.196 \cdot 10^{-3}$
5	$-7.956 \cdot 10^{-3}$
6	$-7.196 \cdot 10^{-3}$
7	$-5.207 \cdot 10^{-3}$
8	$-2.749 \cdot 10^{-3}$
9	$-7.597 \cdot 10^{-4}$
10	0

Рисунок Б.21 - Графік зміни величини крутного моменту за час руху колони насосних штанг вгору

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ПРИ РУСІ КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ВГОРУ

Витрата рідини через переріз протектора, м³/с

$$Q_{kanb_i} := \Delta v_i \cdot \pi \cdot (R_{nkt}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot (R_{nkt}^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - R_z^2) + n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$

Q_{kanb} =

	0
0	0
1	-2.014·10 ⁻⁴
2	-3.832·10 ⁻⁴
3	-5.274·10 ⁻⁴
4	-6.2·10 ⁻⁴
5	-6.519·10 ⁻⁴
6	-6.2·10 ⁻⁴
7	-5.274·10 ⁻⁴
8	-3.832·10 ⁻⁴
9	-2.014·10 ⁻⁴
10	0

Величина втрат тиску на протекторі, Па

$$\Delta p_{kb_i} := -\xi \cdot \rho \cdot \frac{(w b l_i)^2}{2}$$

Δp_{kb} =

	0
0	0
1	-22.728
2	-82.23
3	-155.779
4	-215.281
5	-238.009
6	-215.281
7	-155.779
8	-82.23
9	-22.728
10	0

Максимальне значення величини втрат тиску на протекторі, Па

$$\min(\Delta p_{kb}) = -238.009$$

Зусилля за рахунок різниці сил тиску знизу та зверху протектора при русі колони НШ вгору, Н:

Потужність втрат тиску на протекторі, Вт

$$F \Delta p_{b_i} := \Delta p_{kb_i} \cdot S_{pp}$$

FΔp_b =

	0
0	0
1	-0.038
2	-0.137
3	-0.26
4	-0.359
5	-0.397
6	-0.359
7	-0.26
8	-0.137
9	-0.038
10	0

Максимальне значення зусилля за рахунок різниці сил тиску знизу та зверху протектора, Н

$$\min(F \Delta p_{b}) = -0.397$$

Витрата рідини, яка проходить по сегментах кільцевого простору між лопатями протектора і НКТ , м3/с

$$Q_{pb_i} := \Delta v_i \cdot \pi \cdot (R_{nkt}^2 - R_0^2) \cdot \frac{n \cdot (R_{nkt}^2 - R_z^2) \cdot \frac{\phi}{2\pi}}{(R_{nkt}^2 - R_z^2) + n \cdot (R_z^2 - R_v^2) \cdot \frac{\gamma}{2\pi}}$$

	0
0	0
1	-1.776·10 ⁻⁵
2	-3.378·10 ⁻⁵
3	-4.65·10 ⁻⁵
4	-5.466·10 ⁻⁵
5	-5.747·10 ⁻⁵
6	-5.466·10 ⁻⁵
7	-4.65·10 ⁻⁵
8	-3.378·10 ⁻⁵
9	-1.776·10 ⁻⁵
10	0

Qpb =

Швидкість течії рідини в кільцевому просторі наколо протектора, м/с

$$v_{pb_i} := \frac{Q_{pb_i}}{n \cdot \pi \cdot (R_{nkt}^2 - R_z^2) \cdot \frac{\phi}{2\pi}}$$

	0
0	0
1	-0.25
2	-0.475
3	-0.654
4	-0.769
5	-0.809
6	-0.769
7	-0.654
8	-0.475
9	-0.25
10	0

vpb =

Величина сили тертя, Н

$$F_{tb_i} := \mu \cdot S_l \cdot \frac{v_{pb_i}}{R_{nkt} - R_z}$$

	0
0	0
1	-0.118
2	-0.224
3	-0.309
4	-0.363
5	-0.381
6	-0.363
7	-0.309
8	-0.224
9	-0.118
10	0

Ftb =

Максимальне значення величини сили тертя, Н

$$\min(F_{tb}) = -0.381$$

Величина вертикальної складової сил опору, Н

$$F_{ryb_i} := -Q_{tb_i} \cdot \rho \cdot (wb_{2_i} \cdot \sin(\beta_{b2}) - wb_{1_i} \cdot \sin(\beta_{b1}))$$

$F_{ryb} =$

	0
0	0
1	-0.014
2	-0.05
3	-0.095
4	-0.132
5	-0.145
6	-0.132
7	-0.095
8	-0.05
9	-0.014
10	0

Максимальне значення вертикальної складової сил опору, Н $\min(F_{ryb}) = -0.145$

Величина сили гідродинамічного опору при русі колони НШ вгору, Н:

$$F_{pb_i} := F_{\Delta pb_i} + F_{tb_i} + F_{ryb_i}$$

$F_{pb} =$

	0
0	0
1	-0.17
2	-0.412
3	-0.663
4	-0.853
5	-0.924
6	-0.853
7	-0.663
8	-0.412
9	-0.17
10	0

Максимальне значення величини сили гідродинамічного опору при русі колони НШ вгору, Н:

$$\min(F_{pb}) = -0.924$$

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ОБЕРТАЧА КОЛОНИ НАСОСНИХ ШТАНГ ЧЕРВ'ЯЧНОГО ТИПУ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Хід плунжера глибинного насоса, м:	S := 3
Довжина кривошипа, м:	r := 1.1
Число качань балансира, хв-1:	nkach := 6
Довжина шатуна, м:	L := 3.284
Довжина заднього плеча балансира, м:	k2 := 2.8
Довжина переднього плеча балансира, м:	k1 := 3
Відстань від осі балансира до точки кріплення ланки 4, м:	l3 := 1.5
Довжина ланки 4, м:	l4 := 2.65
Довжина ланки 4а, м:	l4a := 2.65
Довжина ланки 5, м:	l5 := 0.75
Довжина ланки 5а, м:	l5a := 0.75
Координати опори балансира, м:	X _{O2} := 4.26
	Y _{O2} := 2.55
Загальна кількість точок при побудові графіків:	n := 360

Визначення часу одного качання та початку і тривалості циклу

Кутова швидкість кривошипа, рад/с:

$$\omega_{cp} := \frac{\pi \cdot nkach}{30} \quad \omega_{cp} = 0.628$$

Тривалість одного оберта кривошипа, с:

$$t_{zikl} := \frac{2 \cdot \pi}{\omega_{cp}} \quad t_{zikl} = 10$$

$$t_{poch} := 0 \quad t_{kin} := t_{zikl}$$

Час повороту на один градус, с:

$$i := 0..360$$

$$t_i := i \cdot \frac{t_{zikl}}{360} \quad t_{360} = 10 \quad t_1 = 0.028$$

$$\gamma_i := \omega_{cp} \cdot t_i$$

Формування масива кута повороту кривошипа при узгодженні з кількістю точок заміру сили

$$F_i := \gamma_i \quad \max(F_i) = 360 \text{ deg}$$

Визначення допоміжних геометричних характеристик верстата-качалки

Довжина ходу заднього плеча балансира, м: $h_1 := S \cdot \frac{k_2}{k_1} \quad h_1 = 2.8$

Кут розмаху балансира, град.:

$$\alpha := 2 \cdot \arcsin\left(\frac{h_1}{2 \cdot k_2}\right) \quad \alpha = 60 \text{ deg}$$

Початкове положення механізму, плунжер внизу:

Відстань від осі кривошипа до осі балансира, м: $d := \sqrt{X_{O_2}^2 + Y_{O_2}^2} \quad d = 4.965$

Кут між віссю балансира і лінією O1-O2, град.: $\delta_0 := \arccos\left[\frac{k_2^2 + d^2 - (r + L)^2}{2 \cdot k_2 \cdot d}\right]$

Кут між вертикаллю і лінією O1-O2, град.: $\tau_0 := \operatorname{atan}\left(\frac{X_{O_2}}{Y_{O_2}}\right)$

Максимальний кут відхилення балансира від горизонталі, град.: $\beta_0 := \tau_0 + \delta_0 - \frac{\pi}{2}$

$$\beta_0 = 30.586 \text{ deg}$$

Кут відхилення осі балансира від горизонталі в нульовому положенні (при "-" вісь над горизонталлю), град.:

$$\alpha_0 := \frac{\alpha}{2} - \beta_0 \quad \alpha_0 = -0.586 \text{ deg}$$

Визначення кута γ_0 початкового положення кривошипа

Кут між вертикаллю і лінією O1-O2, град.: $\tau_1 := \arccos\left[\frac{d^2 + (r + L)^2 - k_2^2}{2 \cdot d \cdot (r + L)}\right] \quad \tau_1 = 34.141 \text{ deg}$

Кут відхилення осі балансира від горизонталі, град.: $\alpha_1 := \operatorname{atan}\left(\frac{Y_{O_2}}{X_{O_2}}\right) \quad \alpha_1 = 30.904 \text{ deg}$

Кут γ_0 початкового положення кривошипа, град.: $\gamma_0 := \tau_1 + \alpha_1 \quad \gamma_0 = 65.046 \text{ deg}$

Кут повороту кривошипа від горизонталі:

$$\phi_{1_i} := \gamma_0 + F_i$$

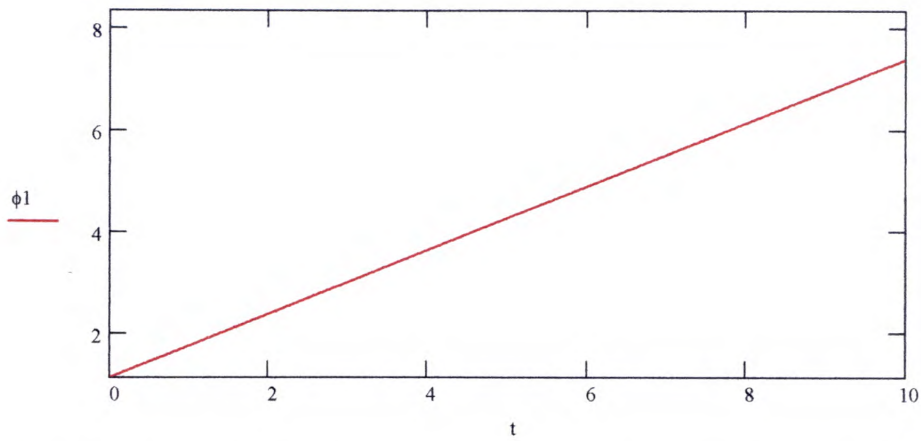


Рисунок В.1 - Графік зміни кута повороту кривошипа протягом одного циклу роботи ВК

Початкове положення точки підвісу штанги - нижнє

Координати точки А кривошипа:

$$x_{A_i} := r \cdot \cos(\phi_{1_i})$$

$$y_{A_i} := r \cdot \sin(\phi_{1_i})$$

Довжина вектора d1:

$$d_{1_i} := \sqrt{(Y_{O_2} - y_{A_i})^2 + (X_{O_2} - x_{A_i})^2}$$

Величина кута α_2 :

$$\alpha_{2_i} := \text{atan}\left(\frac{Y_{O_2} - y_{A_i}}{X_{O_2} - x_{A_i}}\right)$$

Величини кутів α_1, α_3 :

$$z_{1_i} := \frac{\sqrt{[(d_{1_i})^2 + L^2 - k^2]}}{2 \cdot d_{1_i} \cdot L} \quad \alpha_{1_i} := \text{acos}(z_{1_i})$$

$$d_{1_i} := \frac{\sqrt{[k^2 + L^2 - (d_{1_i})^2]}}{2 \cdot k \cdot L} \quad \alpha_{3_i} := \text{acos}(d_{1_i})$$

Кут нахилу вектора АВ (шатуна):

$$\phi_{2_i} := \alpha_{1_i} + \alpha_{2_i}$$

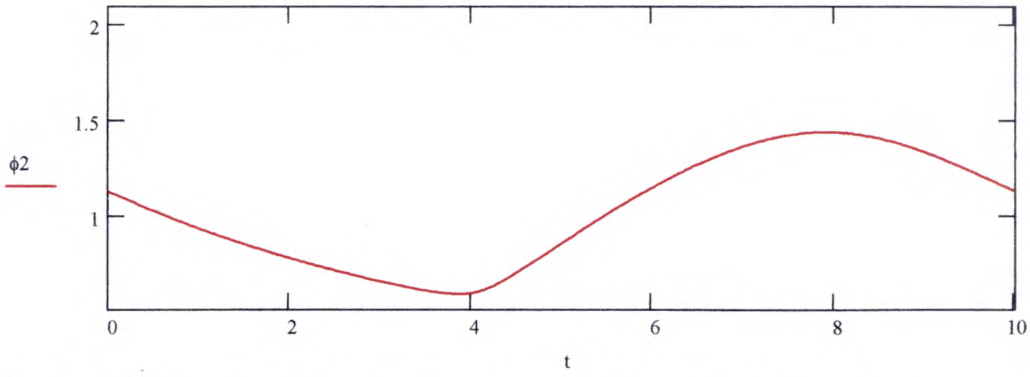


Рисунок В.2 - Графік зміни кута нахилу вектора АВ (шатуна) протягом одного циклу роботи ВК

Кут нахилу вектора ВК (балансира):

$$\phi_{3i} := \phi_{2i} + \alpha_{3i} - \pi$$

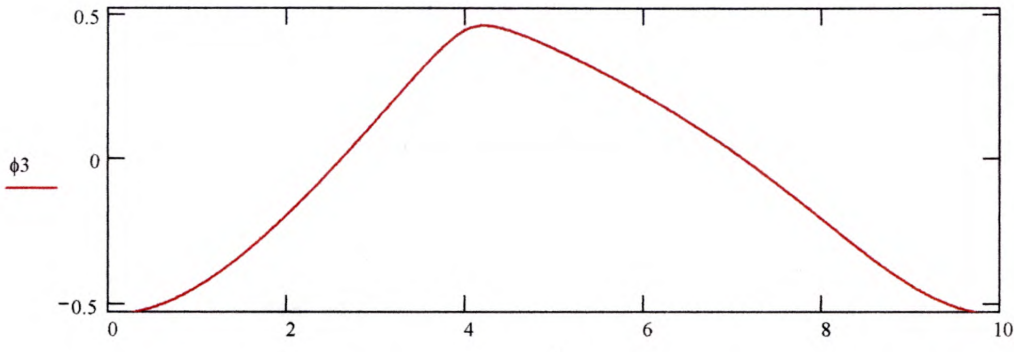


Рисунок В.3 - Графік зміни кута нахилу вектора ВС (балансира) протягом одного циклу роботи ВК

Кут повороту балансира відносно нульового положення:

$$\beta_i := \phi_{3i} - \phi_{30}$$

Хід точки підвіски штанг (головки балансира):

$$H_i := k_1 \cdot \beta_i$$

Максимальний хід точки підвіски, м:

$$\max(H) = 2.987$$

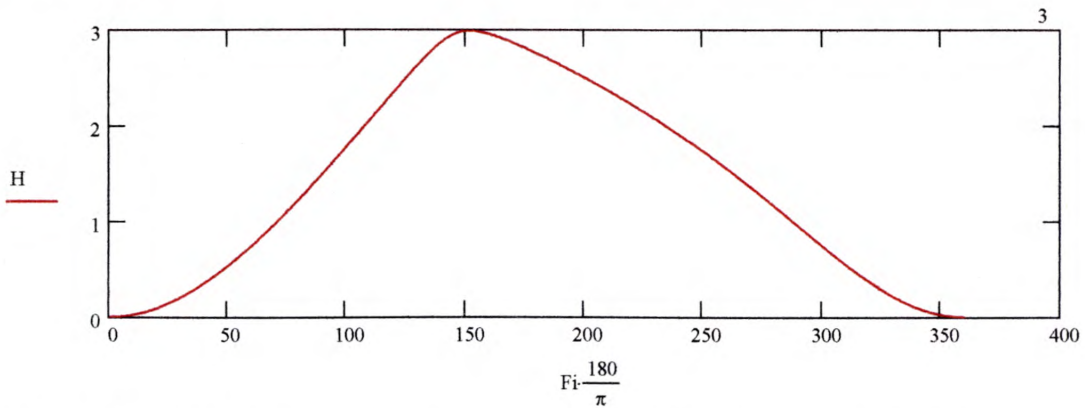


Рисунок В.4 - Залежність переміщення полірованого штоку від кута повороту кривошипа

Рух ланок приводу обертача 4 і 5

Довжина канату (КЕ), м: $lk := 2.15$

Кут повороту вектора І6:

$$\phi_{6i} := \text{atan}\left(\tan(\phi_{3i}) - \frac{lk}{k1}\right)$$

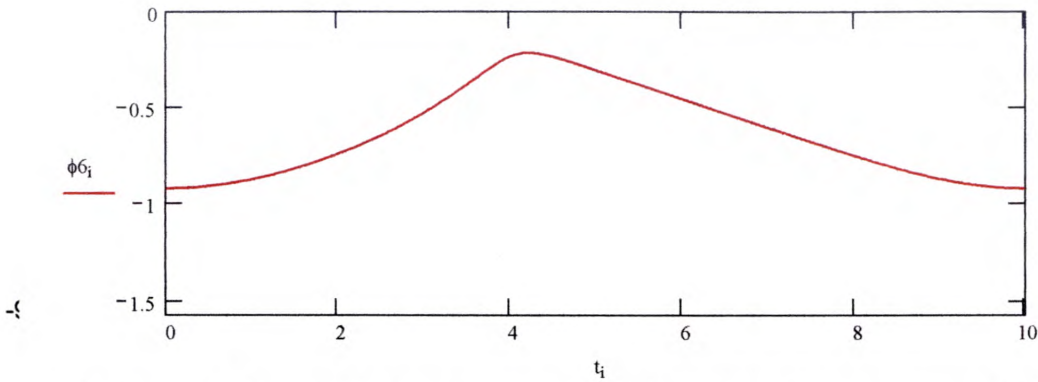


Рисунок В.5 - Графік зміни кута нахилу вектора І6 протягом одного циклу роботи ВК

Довжина вектора І6:

$$l_{6i} := \sqrt{k1^2 + [-lk + k1 \cdot (\tan(\phi_{3i}))]^2}$$

Проекція на вісь оХ вектора Іd:

$$ld_{xi} := l_{6i} \cdot \cos(\phi_{6i}) - l_3 \cdot \cos(\phi_{3i})$$

Проекція на вісь оУ вектора Іd:

$$ld_{yi} := -l_3 \cdot \sin(\phi_{3i}) + H_i - lk - \frac{S}{2}$$

Довжина вектора Іd:

$$ld_i := \sqrt{(ld_{xi})^2 + (ld_{yi})^2}$$

Величина кута α_5 :
$$\alpha_{5i} := \text{acos}\left[\frac{l_4^2 + (ld_i)^2 - l_5^2}{2l_4 \cdot ld_i}\right]$$

Величина кута α_4 :
$$\alpha_{4i} := \text{acos}\left(\frac{ld_{xi}}{ld_i}\right)$$

Кут нахилу вектора І4:
$$\phi_{4i} := 2\pi - \alpha_{4i} - \alpha_{5i}$$

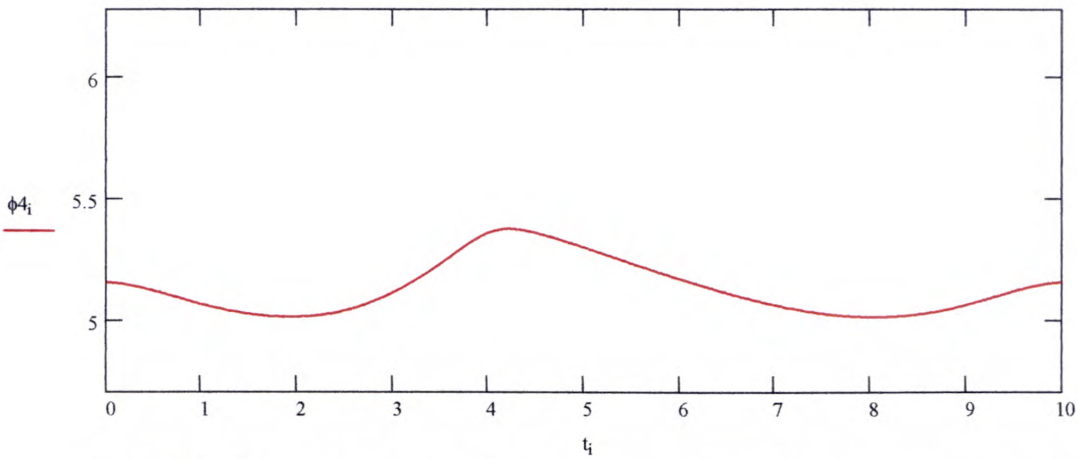


Рисунок В.6 - Графік зміни кута нахилу вектора l4 протягом одного циклу роботи ВК

Величина кута α_6 :
$$\alpha_{6i} := \arccos \left[\frac{15^2 + 14^2 - (ld_i)^2}{215 \cdot 14} \right]$$

Кут нахилу вектора l5:
$$\phi_{5i} := \phi_{4i} - \alpha_{6i}$$

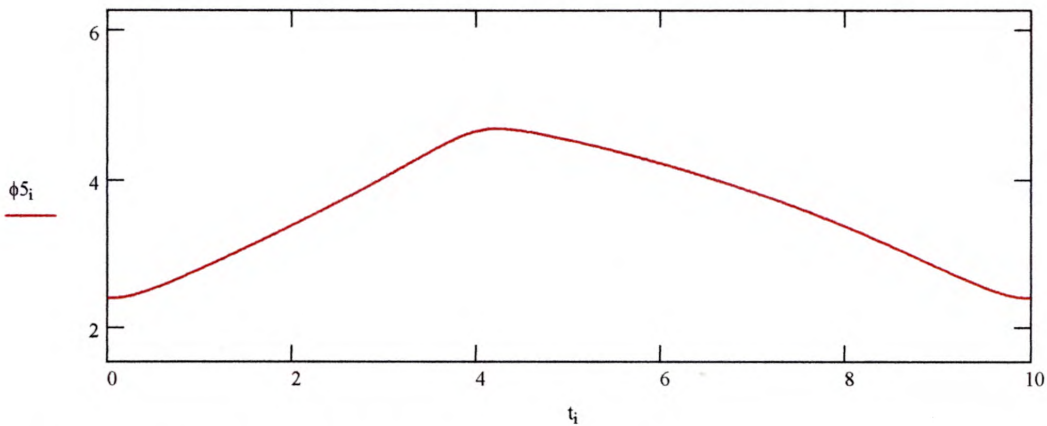


Рисунок В.7 - Графік зміни кута нахилу вектора l5 протягом одного циклу роботи ВК

Максимальне значення кута нахилу вектора l5, град: $\max(\phi_5) = 268.741 \text{ deg}$

Мінімальне значення кута нахилу вектора l5, град: $\min(\phi_5) = 138.346 \text{ deg}$

Рух ланок приводу обертача 4a і 5a

Величина кута α_{5a} :
$$\alpha_{5a_i} := \arccos \left[\frac{14a^2 + (ld_i)^2 - 15a^2}{214a \cdot ld_i} \right]$$

Величина кута α_{4a} :
$$\alpha_{4a_i} := \arccos \left(\frac{ld_{x_i}}{ld_i} \right)$$

Кут нахилу вектора l4a:
$$\phi_{4a_i} := 2\pi - \alpha_{4a_i} + \alpha_{5a_i}$$

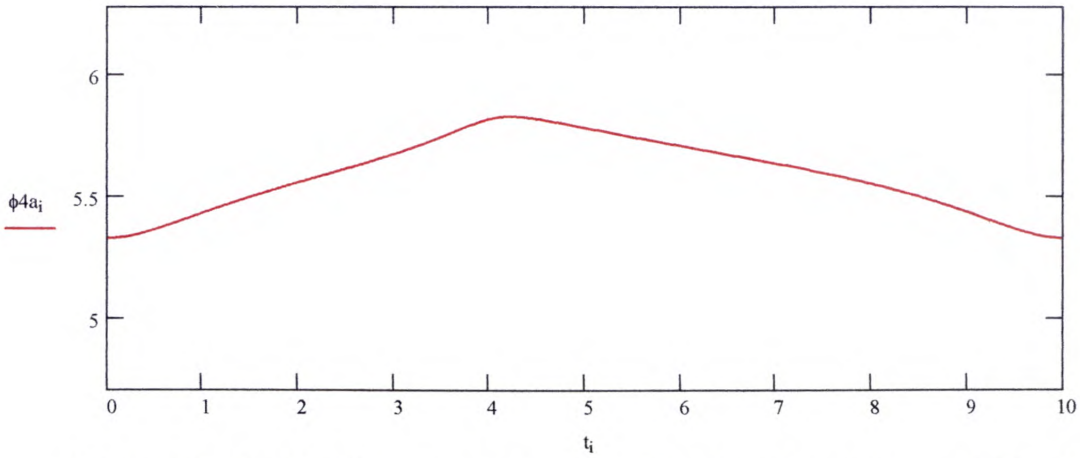


Рисунок В.8 - Графік зміни кута нахилу вектора 14a протягом одного циклу роботи ВК

Величина кута $\alpha_{6\alpha}$:
$$\alpha_{6\alpha_i} := \arccos \left[\frac{15a^2 + 14a^2 - (1d_i)^2}{215a \cdot 14a} \right]$$

Кут нахилу вектора 15a:
$$\phi_{5a_i} := \phi_{4a_i} + \alpha_{6\alpha_i} - \pi \quad \min(\phi_{5a}) = 193.715 \text{ deg}$$

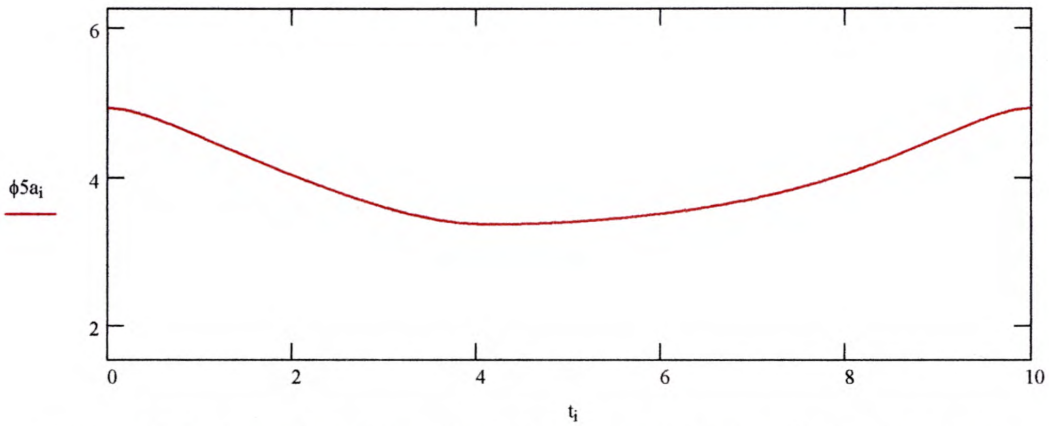


Рисунок В.9 - Графік зміни кута нахилу вектора 15a протягом одного циклу роботи ВК

Максимальне значення кута нахилу вектора 15a, град: $\max(\phi_{5a}) = 282.898 \text{ deg}$

Мінімальне значення кута нахилу вектора 15a, град: $\min(\phi_{5a}) = 193.715 \text{ deg}$

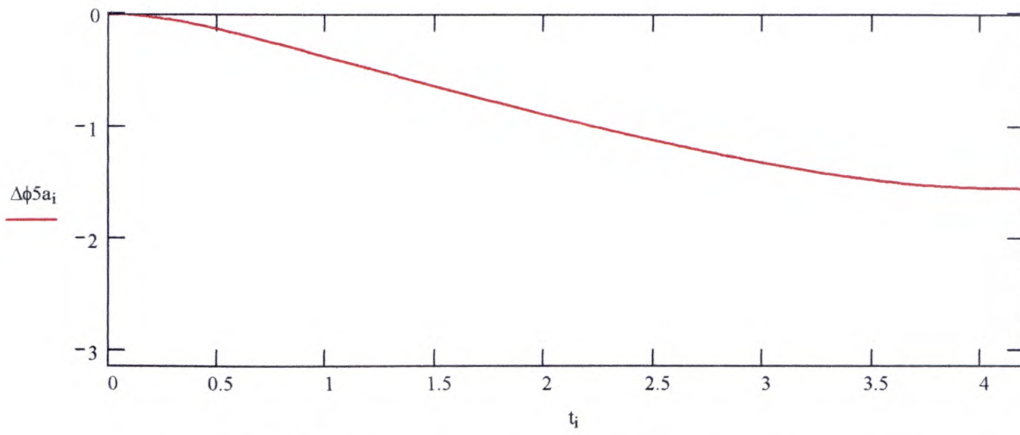
Графічна залежність кута повороту черв'ячного вала від часу

Зміна кута ϕ_{5a} відносно початкового положення: $\Delta\phi_{5a_i} := \phi_{5a_i} - \phi_{5a_0} \quad \min(\Delta\phi_{5a}) = -89.183 \text{ deg}$

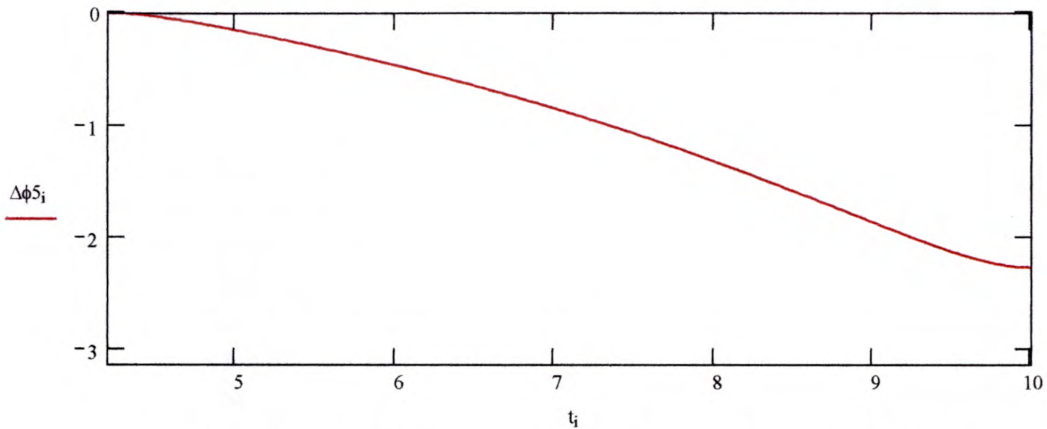
при: $i = 151$

$$\Delta\phi_{5a_{151}} = -89.183 \text{ deg}$$

$$t_{151} = 4.194$$

Рисунок В.10 - Графік зміни кута ϕ_5 a відносно початкового положення

Зміна кута ϕ_5 відносно положення максимуму: $\Delta\phi_5_i := \phi_5_i - \phi_5_{151}$ $\min(\Delta\phi_5) = -130.393 \text{ deg}$

Рисунок В.11 - Графік зміни кута ϕ_5 відносно початкового положення

Кут повороту черв'ячного вала: $i := 0, 1..151$ $\phi_{z_i} := \Delta\phi_5a_i$

$i := 152, 153..360$ $\phi_{z_i} := \Delta\phi_5a_{151} + \Delta\phi_5_i$

$i := 0, 1..360$

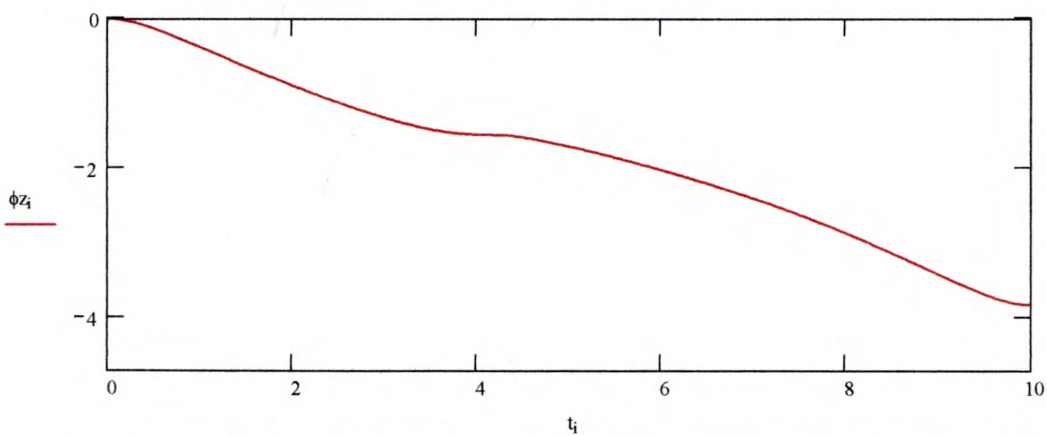


Рисунок В.12 - Графік зміни кута повороту черв'ячного вала за період роботи ВК

АКТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ ТА ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи

ІФНТУНГ

проф. Карпаш О.М.

" 19 " 10 2009 р.

"Затверджую"

Заступник генерального директора

ТзОВ "Оранта" ЛТД

Савчук М.С.

" 14 " 10 2009 р.

АКТ

м.Долина

" 14 " 10 2009р.

Ми, що нижче підписалися, комісія в складі: : головного інженера ТзОВ "Оранта" ЛТД Цапів Ореста Йосиповича, головного механіка ТзОВ "Оранта" ЛТД Слюсаренка Олега Мирославовича, професора кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу Копей Богдана Володимировича (член комісії) склали цей акт про впровадження та промислові випробування дослідних зразків насосних штанг зміцнених полімерною стрічкою. Технологія встановлення полімерної стрічки на насосні штанги розроблені аспірантами Онищуком Станіславом Юрійовичем, Кузьмінім Олександром Олексійовичем, професором Копеєм Богданом Володимировичем.

Під час випробувань порушення в роботі дослідних зразків зміцнених насосних штанг не спостерігалися.

Комісія вважає, що промислові випробування дослідних зразків зміцнених насосних штанг пройшли успішно і вони можуть використовуватись у компоновці штангової колони свердловин із підвищеним вмістом АСПР у продукції свердловини.

Головний інженер ТзОВ "Оранта" ЛТД

Головний механік ТзОВ "Оранта" ЛТД

Професор ІФНТУНГ

Цапів О.Й.

Слюсаренко О.М.

Копей Б.В.

ПРОТОКОЛ ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОСТУ ТРІЩИН В ТІЛІ НАСОСНИХ
ШТАНГ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В КОРОЗИЙНОМУ СЕРЕДОВИЩІ

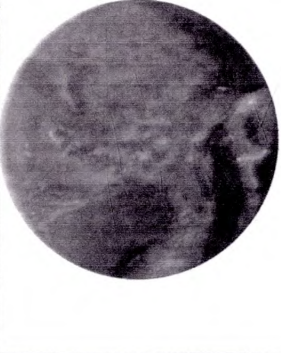


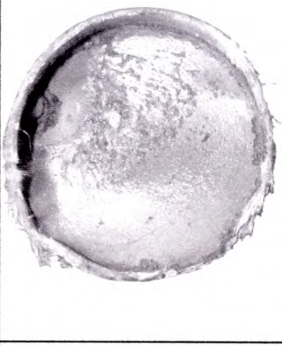



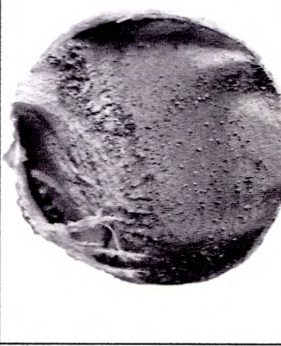



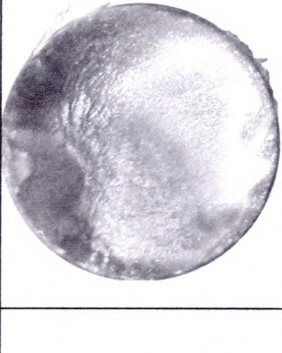

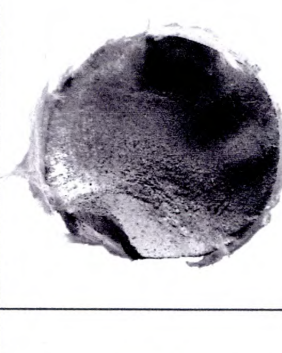

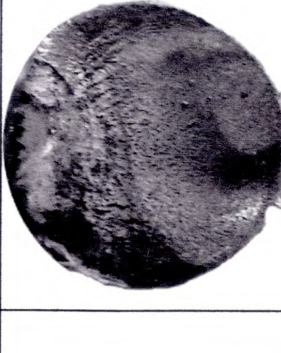
Таблиця Е.1 - Штанги без покриття

№	Напруження в металі штанги, МПа	Розрахункова вага вантажу за формулою (5.2), 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 зламалась	59,66	-	-
							Тріщина l=5 мм	5	5	$3,44 \cdot 10^{-6}$
							Тріщина l=6 мм	6	1	$3,95 \cdot 10^{-6}$
							Тріщина l=7-8 мм	7	1	$4,30 \cdot 10^{-6}$
							Тріщина l=11 мм	11	4	$7,3 \cdot 10^{-6}$
2	150	316,02	32	842,5	3326	1	Штанга зламалась	59,66	48,66	$5,58 \cdot 10^{-5}$
							Тріщина l=7-8 мм	7	7	$3,05 \cdot 10^{-6}$
							Тріщина l=8-9 мм	8	1	$3,37 \cdot 10^{-6}$
							Тріщина l=13-15 мм	13	5	$5,0 \cdot 10^{-6}$
							Штанга зламалась	59,66	46,66	$3,4 \cdot 10^{-5}$
3	120	248,72	26	2295	2295	0,45	Тріщина l=7-8 мм	7	7	$3,05 \cdot 10^{-6}$
							Тріщина l=8-9 мм	8	1	$3,37 \cdot 10^{-6}$
4	240	517,93	52	999,7	3590,7	0,71	Тріщина l=13-15 мм	13	5	$5,0 \cdot 10^{-6}$
							Штанга зламалась	59,66	46,66	$3,4 \cdot 10^{-5}$
5	100	203,8464583	21	10000	10000	1	Штанга зламалась	59,66	-	-
							Штанга зламалась	59,66	-	-

Таблиця Б.2 - Штанги з покриттям

№	Напруження в металі штанги, МПа	Розрахункова вага вантажу за формулою (5.2), 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	$6,5 \cdot 10^{-5}$
4	200	428,19	44	30	2466	0,99	Тріщина l=25-28 мм,	25	20	$6,7 \cdot 10^{-4}$
				17,4	2483,4	1	Штанга зламалася.	59,66	39,66	$2,28 \cdot 10^{-3}$
				1500	1500	0,70	Тріщини немає.	-	-	-
5	150	316,02	32	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	$4,35 \cdot 10^{-5}$
5	150	316,02	32	342	2149,5	1	Штанга зламалася.	59,66	54,66	$1,60 \cdot 10^{-4}$
				3519,5	3519,5	-	Тріщини немає.	-	-	-
				6481	10000	-	-	-	-	-

Таблиця Е.3 – Фото зламів експериментальних взірців

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

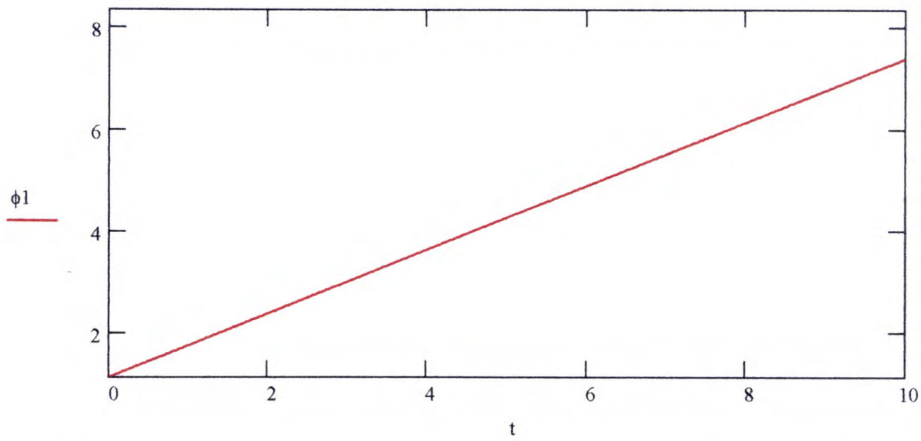


Рисунок В.1 - Графік зміни кута повороту кривошипа протягом одного циклу роботи ВК

Початкове положення точки підвісу штанги - нижнє

Координати точки А кривошипа:

$$x_{A_i} := r \cdot \cos(\phi_{1_i})$$

$$y_{A_i} := r \cdot \sin(\phi_{1_i})$$

Довжина вектора d_{1_i} :

$$d_{1_i} := \sqrt{(Y_{O_2} - y_{A_i})^2 + (X_{O_2} - x_{A_i})^2}$$

Величина кута α_{2_i} :

$$\alpha_{2_i} := \text{atan}\left(\frac{Y_{O_2} - y_{A_i}}{X_{O_2} - x_{A_i}}\right)$$

Величини кутів α_{1_i} , α_{3_i} :

$$z_{1_i} := \frac{\sqrt{(d_{1_i})^2 + L^2 - k^2}}{2 \cdot d_{1_i} \cdot L} \quad \alpha_{1_i} := \text{acos}(z_{1_i})$$

$$d_{1_i} := \frac{\sqrt{k^2 + L^2 - (d_{1_i})^2}}{2 \cdot k \cdot L} \quad \alpha_{3_i} := \text{acos}(d_{1_i})$$

Кут нахилу вектора АВ (шатуна):

$$\phi_{2_i} := \alpha_{1_i} + \alpha_{2_i}$$