

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

На правах рукопису

Пушкар Петро Васильович

УДК 620.193 : 622.226

**ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ НАСОСНИХ ШТАНГ
З УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ**

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Науковий керівник –

доктор технічних наук, професор

Івасів В.М.

Івано-Франківськ – 2007



ЗМІСТ

	ВСТУП	5
1.	СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ	11
1. 1.	Експлуатаційні фактори аварійності колони насосних штанг	13
1. 2.	Навантаження, що діють на штангову колону, та методи їх розрахунку	26
1. 3.	Основні фактори корозійної втоми насосних штанг	34
1. 4.	Шляхи підвищення довговічності НШ під час їх експлуатації	39
1. 5.	Методи розрахунку довговічності та залишкового ресурсу КНШ	44
2.	МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ НАСОСНИХ ШТАНГ	49
2. 1.	Методика експериментальних досліджень навантаженості КНШ в експлуатаційних умовах	49
2. 1. 1.	Обґрунтування методу експериментального визначення навантаженості штангової колони	49
2. 1. 2.	Розробка вдосконаленої конструкції гідравлічного динамографа	56
2. 2.	Методика експериментальних досліджень корозійно-втомної довговічності НШ	64
2. 3.	Методика фрикційних корозійно-втомних досліджень насосних штанг	66
	Висновки до розділу 2	69

3.	ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ НАСОСНИХ ШТАНГ	70
3. 1.	Вплив параметрів газорідної суміші на навантажування КНШ	70
3. 2.	Визначення сил та напружень в насосних штангах на викривленій ділянці свердловини	77
3. 3.	Вплив параметрів навантажування КНШ на її довговічність	84
3. 3. 1.	Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні	84
3. 3. 2.	Врахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності КНШ	91
3. 3. 3.	Оцінка впливу параметрів двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей машин	98
3. 4.	Розроблення удосконаленої методики прогнозування довговічності та залишкового ресурсу НШ в типових умовах експлуатації	109
	Висновки до розділу 3	118
4.	ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ НШ	120
4. 1.	Оцінка навантаженості КНШ в експлуатаційних умовах	120
4. 2.	Вдосконалена методика обробки результатів вимірювань	125
4. 3.	Визначення довговічності та залишкового ресурсу НШ	132
4. 3. 1.	Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації	132
4. 3. 2.	Дослідження впливу тертя НШ по НКТ на їх довговічність	138
4. 4.	Прогнозування довговічності НШ з урахуванням	144

експлуатаційної навантаженості	
Висновки до розділу 4	150
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	153
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	155
ДОДАТКИ	170

ВСТУП

Однією з найважливіших економічних проблем України є забезпечення паливно-енергетичною сировиною за рахунок збільшення обсягів видобутку нафти і газу. Національна програма “Нафта і газ України до 2010 року” передбачає значне збільшення обсягів та темпів спорудження нафтових і газових свердловин. Як відомо, близько 70% діючих свердловин України оснащені штанговими свердловинними насосними установками (ШСНУ). Дане співвідношення зберігається і при будівництві нових свердловин.

Як правило, всі основні родовища Західної України знаходяться на пізній стадії розробки, для якої характерні високий рівень обводненості продукції. Експлуатація свердловин також ускладнюється внаслідок наявності в відкачуваній із свердловини рідині газу. Свердловини обладнані потужними верстатами-качалками вантажопідйомністю 100-120 кН, що викликано значними глибинами спуску свердловинних насосів, які сягають до 2000 м і більше. Оскільки експлуатація свердловин ведеться вже упродовж багатьох років, то свердловинне обладнання відпрацювало значний ресурс. Незважаючи на значні зусилля, які проводяться нафтовидобувними підприємствами для забезпечення зменшення аварійності, кількість виходів з ладу свердловинного обладнання залишається доволі високою. Висока аварійність насосних штанг вимагає проведення аналізу основних факторів, які зменшують їх довговічність, та розробки сучасних методик оцінки їх довговічності та залишкового ресурсу.

Таким чином, забезпечення надійної і довговічної роботи ШСНУ має важливе наукове та практичне значення для нафтодобувної галузі України.

Актуальність теми. Колона насосних штанг (КНШ) є однією із найслабших ланок штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ). Саме насосні штанги різко обмежують їх надійність і довговічність. Це пов’язано із надзвичайно важкими умовами роботи насосних штанг. Змінні

навантаження розтягу та згину, вплив корозійно-активного середовища, тертя об колону насосно-компресорних труб (НКТ), особливо в похило-спрямованих свердловинах, відкладення асфальто-смоляно-парафінових речовин та інші експлуатаційні фактори призводять до появи та інтенсивного розвитку корозійно-втомних тріщин і, як наслідок, до руйнування колони штанг. Такі аварії пов'язані з великими матеріальними затратами на ремонт і відновлення експлуатації свердловин.

Сучасні тенденції розвитку нафтовидобувної галузі полягають у збільшенні середніх глибин свердловин та все більшому поширенні буріння похило-спрямованих свердловин. Такі умови значно ускладнюють роботу колони насосних штанг, що пов'язано з появою напружень згину в тілі штанг та зношуванням штанг внаслідок тертя по внутрішній поверхні насосно-компресорних труб на викривлених ділянках. У зв'язку з цим проблема забезпечення надійності колони насосних штанг є надзвичайно актуальною. Важливе теоретичне та практичне значення для вирішення цієї проблеми має розробка методів оцінки довговічності колони насосних штанг з урахуванням впливу суттєвих експлуатаційних факторів, що підкреслює актуальність вирішення задачі, представленої в даній дисертаційній роботі.

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

Дисертаційна робота виконана в рамках Національної програми "Нафта і газ України до 2010 року"; тема Д-9/04-П "Розробка наукових технологій подовження ресурсу та підвищення ефективності роботи нафтогазового обладнання" (Державний реєстраційний № 0104U004087), в якій здобувач брав безпосередню участь як виконавець.

Мета і завдання дослідження.

Метою дисертаційної роботи є вдосконалення методів оцінки довговічності колони насосних штанг з урахуванням впливу суттєвих експлуатаційних факторів.

Для досягнення цієї мети сформульовані наступні задачі:

- Здійснити статистичний аналіз аварійності елементів КНШ і визначити вплив експлуатаційних факторів на їх довговічність.
- Розробити методику аналітичного розрахунку напружень і зусилля притискання КНШ до стінки насосно-компресорних труб (НКТ) на викривлених ділянках
- Удосконалити засоби для вимірювання зусиль у верхній частині штангової колони.
- Провести експериментальні дослідження з оцінки навантаженості КНШ в експлуатаційних умовах та розробити розрахунково-експериментальний метод раціонального вибору довжини ходу та числа качань верстата-качалки.
- Удосконалити розрахункові методики оцінки навантаженості КНШ.
- Розробити методику прогнозування довговічності КНШ в конкретних умовах експлуатації.

Об'єктом досліджень є штангова свердловинна насосна установка.

Предмет досліджень – колона насосних штанг.

Методи досліджень. Дослідження проводились за допомогою математичного моделювання об'єкта досліджень та експериментальних методів вимірювання навантажень на діючих ШСНУ і досліджень параметрів довговічності насосних штанг на лабораторних установках.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Удосконалено метод оцінки довговічності і залишкового ресурсу насосних штанг за допомогою кінетичних кривих втоми, з урахуванням характеру їх навантажування та термінів і умов експлуатації.

2. Дістала подальший розвиток теорія визначення напружень в штангах і зусиль притискання НШ до НКТ із урахуванням радіуса викривлення вісі свердловини та кута її нахилу.

3. Досліджено залежності навантаженості КНШ від параметрів нафтогазової суміші, а саме густини і динамічного рівня.

4. Вперше розроблено розрахунково-експериментальний метод визначення раціонального з точки зору ефективності роботи ШСНУ з урахуванням зміни динамічного рівня нафтогазової суміші.

Наукове значення отриманих результатів. Наукове значення роботи полягає в розвитку методів оцінки довговічності та залишкового ресурсу колони насосних штанг шляхом урахування суттєвих експлуатаційних факторів, а саме: складного характеру навантажування, густини і динамічного рівня нафтогазової суміші, викривленості свердловин.

Отримало подальший розвиток уявлення про фактори, що впливають на процес поступового накопичення корозійно-втомних пошкоджень насосних штанг.

Представлені методи урахування багаточастотності процесу навантажування та напружень низького рівня можуть бути застосовані при оцінці довговічності інших машин нафтової та газової промисловості.

Обґрунтування і достовірність отриманих наукових результатів. Отримані основні положення дисертації, що складають наукову новизну, сформульовані висновки і рекомендації науково обґрунтовані із залученням математичних методів теорії диференціальних рівнянь, статистичних методів обробки й аналізу результатів експериментальних досліджень.

Практичне значення одержаних результатів.

Результати досліджень, викладені в роботі, можуть бути використані на нафтовидобувних підприємствах, які застосовують штангові свердловинні насосні установки для видобування нафти. Їх практичне значення полягає в:

- розробці удосконаленого засобу вимірювання навантажень у верхній частині штангової колони, який дозволяє виділяти високочастотні цикли навантажень КНШ і проводити безпосередній запис результатів вимірювань для їх обробки на ПЕОМ;
- встановленні залежності зміни навантаженості КНШ від висоти динамічного рівня газонафтової суміші при різних значеннях її густини для існуючих конструкцій ШСНУ.

Проведені в роботі теоретичні та експериментальні дослідження використані при розробленні керівного документу „Інструкція по розрахунку і вибору колони насосних штанг”, впроваджених в ГПУ „Полтавагазвидобування” та Чернігівському НГВУ ВАТ “Укрнафта”. Розроблений засіб вимірювання навантажень у верхній частині штангової колони застосовується в учбовому процесі на кафедрі нафтогазового обладнання ІФНТУНГ.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У роботах, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить: [1] – аналіз впливу викривленості свердловин на аварійність елементів колони насосних штанг, де особистий внесок здобувача складає 30%; [2] – удосконалення конструкції динамографа, де особистий внесок здобувача складає 30%; [3] – проведення експериментальних досліджень та аналіз результатів, де особистий внесок здобувача складає 30%; [4] – розроблення математичної моделі накопичення втомних пошкоджень при дії напружень, нижчих за границю витривалості, де особистий внесок здобувача складає 30%; [5] – проведення експериментальних досліджень та аналіз результатів, де особистий внесок здобувача складає 40%; [6] – обґрунтування доцільності використання методу вкладених циклів при моделюванні накопичення втомних пошкоджень в умовах випадкового навантажування, де особистий внесок здобувача складає 30%; [7] – аналіз впливу відношень амплітуд та частот двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей машин, де особистий внесок здобувача складає 50%; [9] – аналіз впливу широкополосності випадкового процесу навантажування на накопичення втомних пошкоджень, де особистий внесок здобувача складає 40%; [10] – проведення експериментальних досліджень та аналіз результатів, де особистий внесок здобувача складає 40%; [11] – розроблення математичної моделі прогнозування залишкового ресурсу деталей у типових умовах експлуатації, де особистий внесок здобувача складає 30%.

Одна робота [8] виконана без співавторів.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались та обговорювались на: 6 Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків, Львів, 2003; Міжнародних наукових конференціях, м. Бая-Маре, Румунія, 2004, 2006; II Міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми динаміки і міцності в газотурбобудуванні” – Київ, 2004; 7 Міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків, Львів, 2005.

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 11 робіт, з яких 8 статей у фахових виданнях України, 3 – у збірниках праць та тез міжнародних конференцій.

Структура дисертації. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, що містить 151 назву на 15 сторінках, а також 2 додатків на 48 сторінках. Загальний обсяг дисертації становить 142 сторінки, в тому числі 54 рисунки (зокрема 11 на окремих сторінках) та 12 таблиць (зокрема 1 на окремій сторінці). Повний обсяг роботи – 218 сторінок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ

В Україні та й в усьому світі залишається найбільш поширеним метод видобутку нафти за допомогою штангової свердловинної насосної установки.

Загальний вигляд установки показаний на рис. 1.1.

ШСНУ складається з наземного та свердловинного обладнання. Найбільша кількість аварій пов'язана з свердловинним обладнанням, а саме: насосом та колоною штанг [14-17]. Свердловинний насос – це деталь установки, довговічність якої є найменшою. Це пов'язано зі значним зносом плунжера та циліндра [18] в процесі роботи, що впливає на коефіцієнт наповнення насоса рідиною. Зношування плунжера чи циліндра легко виявити за зміною продуктивності насоса [19-21]. У залежності від наявності в відкачуваній рідині газу, солей та піску свердловинний насос може працювати від кількох десятків до кількох сотень діб. Відмови насоса через зношування є передбачуваними, не мають раптового характеру і при своєчасній заміні зношених деталей не призводять до аварійних ситуацій. Більш небезпечним типом відмови свердловинного насоса є заклинювання плунжера, оскільки при цьому різко зростають навантаження на штанги, що може привести до їх поломки [22]. Особливо небезпечними є наявність у відкачуваній рідині піску. В цьому випадку, крім високого абразивного зношування, у свердловинного обладнання відбувається також і пробкоутворення, що унеможливорює видобуток нафти без значних ремонтно-відновлювальних робіт.

Найбільш небезпечними є аварії, пов'язані з поломкою штанг, оскільки вони приводять до значних простоїв всієї ШСНУ, викликаних ловильними та відновлювальними роботами.

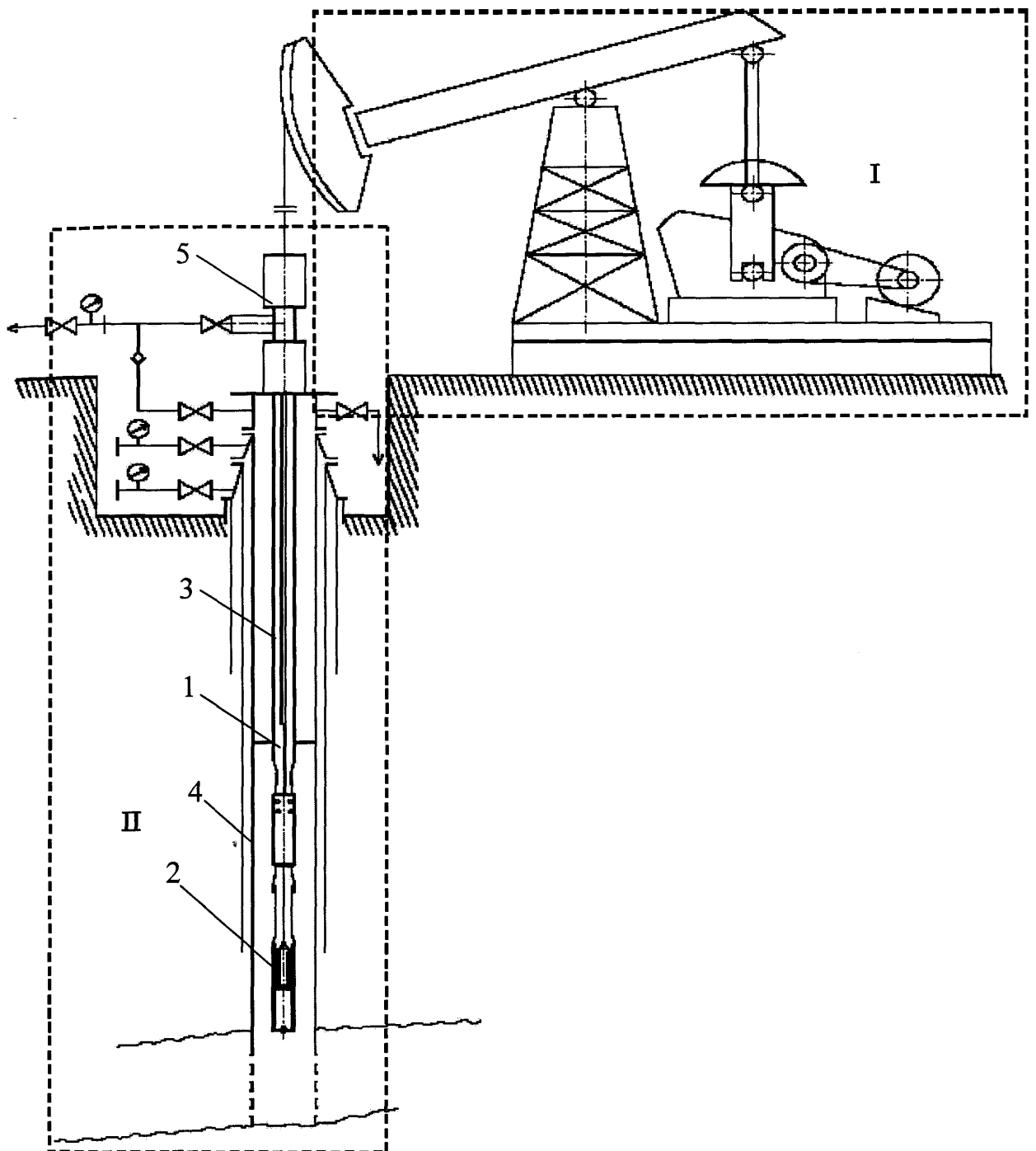


Рис. 1.1. Загальний вигляд штангової свердловинної насосної установки:
 I – привід штангового насоса; II – свердловинне обладнання:
 1 – колона штанг; 2 – свердловинний насос; 3 – насосно-компресорні труби;
 4 – експлуатаційна колона; 5 – гирлове обладнання.

У зв'язку з цим аналіз причин, що викликають поломки штанг, факторів, які впливають на їх довговічність, а також методів прогнозування довговічності є надзвичайно актуальними.

1.1. Експлуатаційні фактори аварійності колони насосних штанг

Питання міцності колони штанг має важливе значення. Тому насамперед дослідники намагаються оцінити вплив різних факторів на відмови штангової колони. Так, в роботі [23] з метою виявлення причин відмов в штангових колонах за рік був зібраний промисловий матеріал про підземні ремонти свердловин. Аналіз показав, що понад 40% аварій відбулося через поломки штанг. Аналогічні результати аналізу надійності свердловинного обладнання США наведені в роботі [24]. Найважливіші результати досліджень в цій роботі приводились Д.Кастропом, який визначає корозію як основну причину, що викликає необхідність ремонту підземного обладнання. Так, 75% ремонтів спричинені корозією, 7% – відкладенням солей, 3% – впливом піску та 2% – парафінуванням свердловинного обладнання. Велика корозійна активність та відкладення солей спостерігаються в свердловинах з високою обводненістю. Кількість таких свердловин постійно зростає, оскільки більшість нафтових родовищ в Україні, Росії та й в усьому світі [25] знаходяться на пізній стадії розробки. Як правило, цілісність штангової колони порушується не тільки через обрив тіла штанг, але й через злом штангових муфт та відгвинчування штанг. Причиною виходу з ладу штангових муфт найчастіше виступає їх гідроабразивне зношування, яке викликається великою концентрацією піску в рідині, що відкачується з свердловини. Проте можливий і інший тип зношування, оскільки пісок, попадаючи на контактну поверхню між муфтою та НКТ, втискається в стінку труби і викликає односторонній знос штанг та труб.

В роботі [26] були проаналізовані діючі навантаження в НГВУ „Кировнефть”, „Октябрьскнефть”, „Туймазынефть” та „Башнефть”, на яких були розміщені верстати-качалки СКН5. Авторами встановлено, що причиною зростання навантаження є робота свердловин з періодичним фонтануванням. У період, коли свердловина фонтанує, діюче на точку підвіски штанг навантаження зменшується, коли ж фонтанування завершується, навантаження зростає і може перевищувати допустиме значення. Крім того, різке зменшення навантаження приводить до порушення зрівноваження верстата-качалки, а при збільшенні ступеня незрівноваженості від 7 до 15% частота обривів може збільшитися в 3 рази [27].

До відмов в штангових колонах відносяться: злом штангових муфт, обриви штанг по тілу, різьбі та відкручування штанг. У свій час групою дослідників [23] під керівництвом професора А.М.Пірвердяна виконаний аналіз роботи штангових колон в НГВУ „Азизбековнефть”, який показав, що 47.7% усіх відмов КНШ припадає на відмови в муфтах, причому розподіл числа аварій по нафтових родовищах нерівномірний. Найбільша кількість аварій пов'язана з свердловинами, де є велика концентрація піску в рідині, що відкачується з свердловини, і відбувається одностороннє зношування труб і штангових муфт. Кількість відмов в таких свердловинах в 2-2.5 рази більша в порівнянні із звичайними.

Інший негативний фактор – обводнення продукції свердловини. Наявність мінералізованої води, процентний склад якої в рідинній суміші сягає 85-89% і яка може містити агресивні гази H_2S та CO_2 , призводить до виходу з ладу штангових колон, навіть якщо приведені напруження менші за допустимі. З досліджуваних свердловин 47% працювали при величині приведених напружень до 50 МПа, що значно менше допустимих.

Ще одна причина руйнування штанг – насичення воднем матеріалу штанг, що призводить до явища водневої крихкості. Безводна нафта практично корозійно інертна [28], але сірководень – газ, який розчинений в пластовій воді, спричиняє зростання її корозійної активності. Іони водню

безпосередньо беруть участь в корозійному процесі, а гідросульфідний іон HS^- адсорбується на поверхні металу і пришвидшує процес корозії металу. Діючий на даний час ГОСТ 13877-96 не висуває особливих вимог до корозійної стійкості насосних штанг, а вміщує тільки загальну класифікацію середовищ за вмістом у них корозійно-активних компонентів [29].

До експлуатаційних факторів можна також віднести пошкодження тіла штанг та муфт внаслідок їх тертя об насосно-компресорні труби. Як правило, руйнування штанги найчастіше відбувається в місці переходу від галтелі до тіла штанги, що знаходиться на відстані до 250 мм від верху головки штанги [28, 30]. Аварії на цій ділянці обумовлюються концентрацією напружень, викликаною конструктивною особливістю штанг, згином за головкою, причинами якого є поперечні вібрації штанг, які збільшуються в місцях скупчення металу [31].

В результаті зношування насосних штанг відбувається перерозподіл напружень. Місцем їх найбільшої концентрації може стати зношена частина штанги, що в сукупності з корозійною активністю середовища призводить до її передчасної поломки.

При роботі насосних штанг можуть виникати додаткові концентратори напружень: риски, задирки, вм'ятини.

Висока обводненість нафтових пластів на різних стадіях експлуатації свердловини (85-95%), наявність у пластовій воді розчинених мінеральних солей, газів (двооксиду вуглецю, кисню і особливо сірководню), механічних частинок (піску, глини, поверхнево-активних речовин, інгредієнтів нафтових та хімічних реагентів для підвищення її видобутку) – всі ці чинники значно підвищують корозійну активність середовища відносно циклічно деформованого металу насосних штанг. Пов'язані з корозійною втомою обриви штанг завдають величезних збитків нафтогазовим компаніям, а кількість підземних поточних ремонтів становить в середньому 15-20% усіх ремонтів свердловинного обладнання [32].

Важливим елементом при насосній експлуатації свердловини є колона штанг, при допомозі якої здійснюється рух плунжера насоса. Саме колона штанг характеризується тим, що її низька надійність поєднується з порівняно високими витратами на проведення складних ремонтних робіт. Насосні штанги зазнають впливу частих змінних циклічних навантажень, які разом з дією корозійного середовища призводять до механічно-корозійної втоми матеріалу штанг.

Крім того, елементи штангової колони інтенсивно спрацьовуються внаслідок тертя об НКТ, зазнають впливу вібраційних і ударних навантажень. Тому необхідно виявити залежності відмов елементів штангової колони від техніко-експлуатаційних параметрів і розробити пропозиції з підвищення її надійності.

З цією метою для статистичного аналізу на свердловинах НГВУ „Надвірнанафтогаз” за три роки (2002-2004 рр.) були зібрані дані, які дозволяють проаналізувати вплив експлуатаційних факторів: діаметра плунжера свердловинного насоса, глибини спуску насоса, газового фактора, обводненості продукції, наявності парафіно-смолистих відкладень, інтервалу кривизни свердловини на кількість відмов колони, пов’язаних з руйнуванням штанг.

Для їх обробки використовувалась комп’ютерна програма *Maple*.

Всього за три останні роки зафіксовано 97 відмов, з них 69 аварійних відмов колони штанг та 28 замін свердловинного штока. Наведена на рис. 1.2 залежність показує співвідношення свердловин з різними кількостями аварій колони штанг за три роки.

На більшості свердловин відбувається до 1 аварії з відмовою колони штанг (в середньому 0,44 відмови на свердловину), а свердловини з 2÷8 відмовами слід віднести до високоаварійних.

Із загальної кількості 97 відмов руйнування муфти становить 21,7%, руйнування різьби штанги – 18,6%, обрив по тілу насосної штанги 11,3%,

руйнування плунжера насоса – 3,1%, відгвинчування – 7,2%, руйнування гирлового штока – 8,2%, заміна гирлового штока – 29,9%.

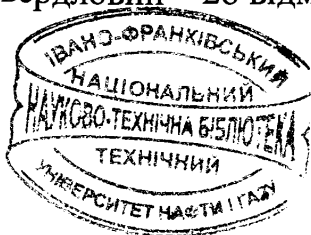


Рис. 1.2. Співвідношення свердловин з різними кількостями аварій.

Аналіз даних показує, що виключаючи заміни гирлового штока, найвищий процент обривів складають руйнування муфт. На нашу думку, це пов'язано із стиранням муфт до НКТ, яке при високій викривленості свердловин має максимальний вплив. Про це свідчить те, що відношення кількості відмов муфт до загальної кількості відмов значно вище в найбільш аварійних свердловинах, як правило, викривлених.

При стиранні тіла муфти до певної межі відбувається послаблення з'єднання і виривання різьби штанги з муфти. Частково ця проблема може бути вирішена застосуванням протекторів та протекторних муфт [36].

Авторами, при аналізі роботи свердловин, які експлуатуються в НГВУ “Надвірнанафтогаз” ВАТ “Укрнафта”, знайдена залежність кількості аварійних відмов колони штанг від її довжини (табл. 1.1). Аналіз даних табл. 1.1 свідчить, що найчастіше відмови відбуваються в інтервалі 1750...2100 м. В основному це пов'язано з експлуатацією ШСНУ на Довбушансько-Бистрицькому родовищі, де спостерігається найбільша викривленість свердловин – 28 відмов із загальної кількості 41, що складає 68,3 %.



Зниження кількості відмов на глибині 2100...2450 м пояснюється оптимальним коефіцієнтом запасу експлуатаційних параметрів при експлуатації свердловин з великою глибиною спуску насоса.

Таблиця 1.1.

Залежність кількості аварійних відмов колони від її довжини

Довжина колони штанг, м	Кількість свердловин	Кількість відмов	Кількість відмов на 1 свердловину
700-1050	16	-	0
1050-1400	34	8	0,18
1400-1750	18	8	0,33
1750-2100	67	44	0,61
2100-2450	20	9	0,35
Всього	155	69	0,39

Отримано також залежність кількості відмов різного типу від відносної глибини обриву L_0/L : де L_0 – глибина обриву, L – довжина колони (рис. 1.3).

Аналізуючи її, видно, що існують чотири максимуми:

- перший максимум знаходиться безпосередньо вгорі колони і в основному спричинений обривами полірованого штока (72,3 %);
- другий максимум відповідає дії максимального розтягуючого навантаження на колону в верхній її частині;
- третій максимум зумовлений дією стискаючих навантажень та спіралеподібним згином у нижній частині колони над насосом;
- четвертий максимум знаходиться безпосередньо над насосом і частково (25 %) це обриви штока самого насоса.

Це підтверджують і інші дослідники [33, 34]. Однак вони виділяють або 1-й і 4-й максимуми, або 2-й і 3-й.

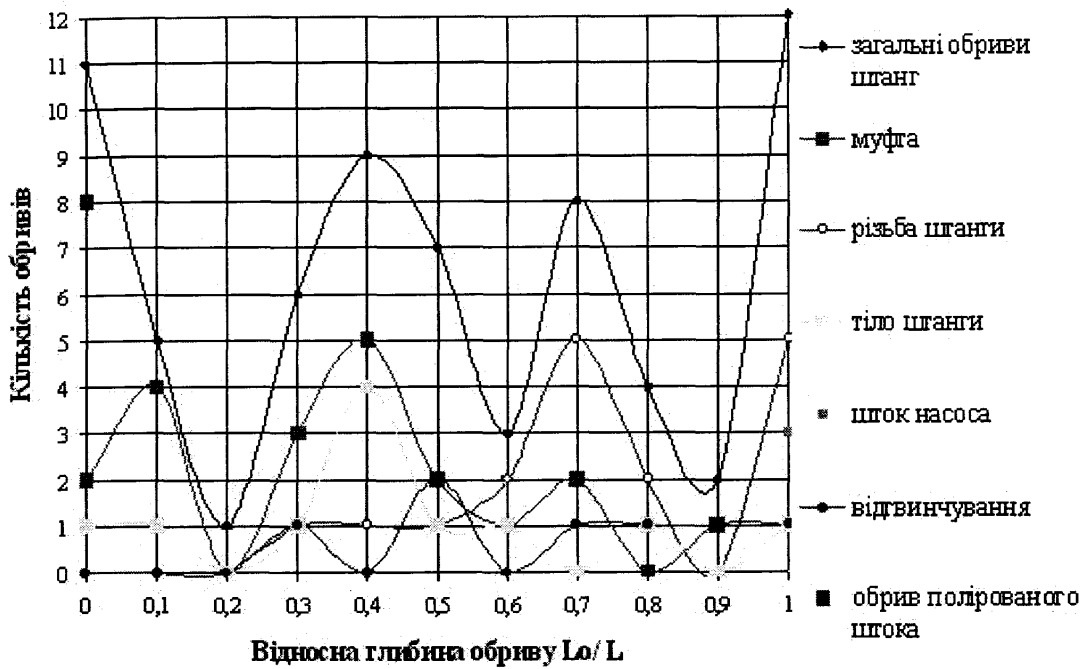


Рис. 1.3. Залежність частоти різних типів відмов колон штанг від відносної глибини обриву.

Згідно з рис. 1.3 виділено три мінімуми:

- перший (вгорі колони) пояснюється відсутністю в верхній частині колони таких негативних факторів, як викривленість свердловини, гідростатичний тиск, стискаючі навантаження;
- другий – відсутністю значних розтягуючих і стискаючих навантажень;
- третій (над насосом) – відсутністю напружень розтягу від ваги колони штанг.

З рис. 1.3 також видно, що основні максимуми і мінімуми спостерігаються не для всіх типів відмов. Це пояснюється неоднозначністю дії відмічених вище факторів на деякі причини аварійності НШ. Так, спіралеподібний згин низу колони є причиною збільшення обривів штанг по різьбі, обривів муфти і відвинчування штанг, але в той же час зумовлює мінімальний обрив штанг по тілу.

Максимальні розтягуючі навантаження на колону є причиною збільшення обривів штанг по тілу і обривів муфт, але і зумовлюють мінімальне відгвинчування штанг.

У зв'язку з цим доцільним є проектування колони штанг у відповідності до цієї залежності. Так, на глибинах, які відповідають максимумам відмов, слід установлювати зміцнені штанги (СВЧ, дробоструминною обробкою, пластичним скручуванням, з покриттям) [31, 35] і при максимумі, зумовленому згином колони, – шарнірні муфти, протектори та протекторні муфти, скребки-центратори [36].

Авторами отримано також залежність частоти відмов від відносної глибини обриву L_0/L при різних діаметрах плунжера свердловинного насоса (рис. 1.4). Характерний вигляд кривої з чотирма максимумами і трьома мінімумами спостерігається в колонах, обладнаних насосами з діаметрами 32 і 38 мм, для насоса з діаметром 44 мм немає достатньої кількості статистичних даних.

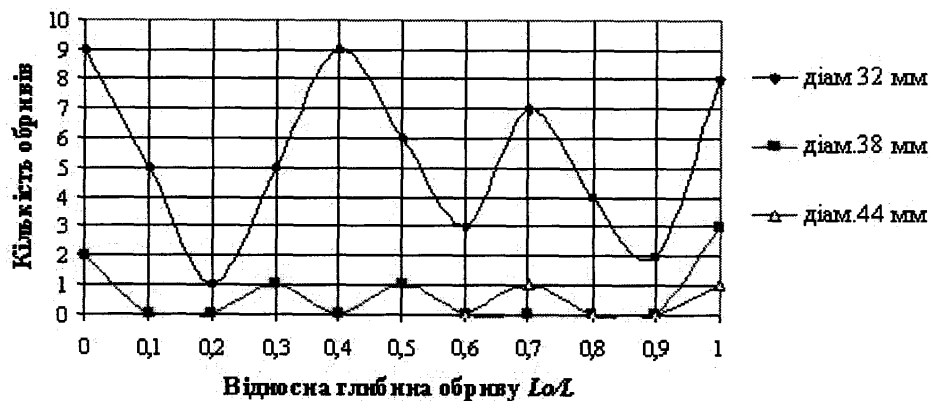


Рис. 1.4. Залежність частоти відмов колони штанг від їх відносної глибини обриву при різних діаметрах плунжера свердловинних насосів

Отримана залежність середньої відносної глибини обриву від діаметра насоса (рис. 1.5) підтверджує висновки досліджень [35, 36] про те, що

колони, обладнані насосами більшого діаметра, частіше виходять з ладу через відмови нижньої частини КНШ.

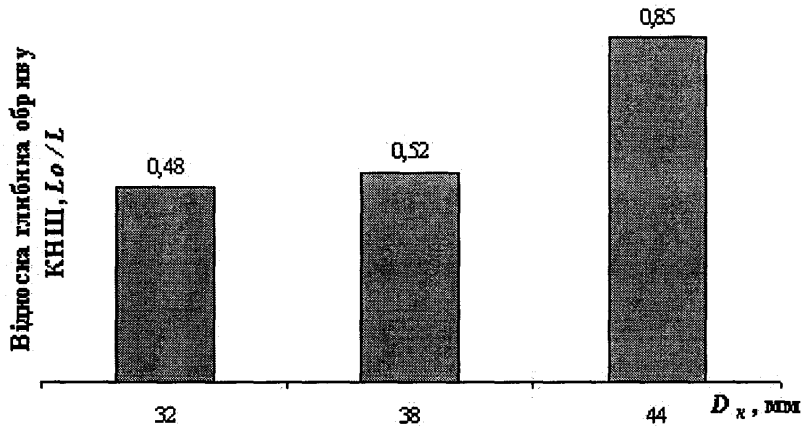


Рис. 1.5. Залежність середньої відносної глибини обриву колони штанг від діаметра насоса

Нами також проведено аналіз залежності відносної глибини обриву колони штанг від глибини спуску насоса в свердловину. Результати аналізу наведено на рис. 1.6. Як бачимо, відносна глибина обриву практично не залежить від глибини спуску насоса. Так, коефіцієнт кореляції між даними величинами $r=0,2$, що вказує на відсутність прямої залежності.

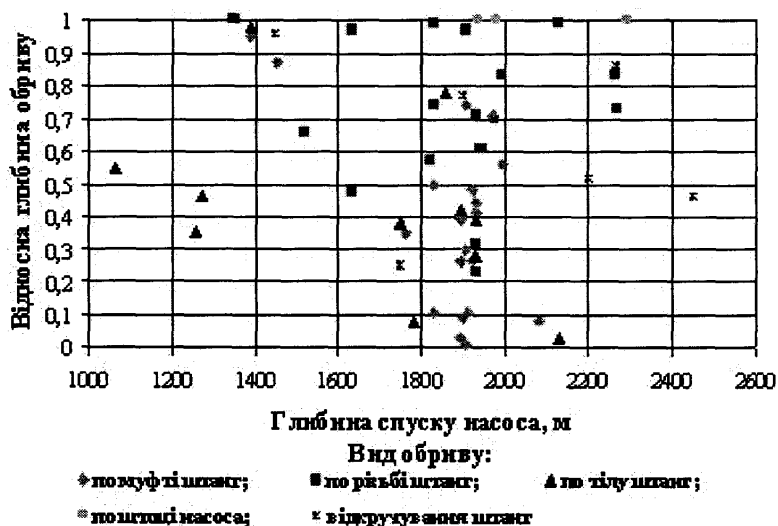


Рис. 1.6. Залежність відносної глибини обриву колони штанг від глибини спуску насоса

Більш глибокий аналіз показав, що апроксимація і більш складними функціями також не дає покращення результатів. Так, апроксимація кубічним поліномом дає коефіцієнт кореляції тільки $r=0,24$.

Таким чином, відносна глибина обриву КНШ по довжині колони практично не залежить від її довжини. Це необхідно враховувати при розробці математичних моделей роботи КНШ.

Нами проведено аналіз відмов певного типу в викривлених свердловинах (табл. 1.2).

Таблиця 1.2.

Аналіз аварійності у викривлених свердловинах

Вид відмов	Загальний аварійний фонд		Викривлені свердловини	
	кількість	%	кількість	%
Обрив муфти	21	21,7	20	29,0
Обрив різьби штанги	19	18,6	12	17,4
Обрив по тілу штанги	11	11,3	6	8,7
Відгвинчування	7	7,2	5	7,3
Обрив штанги насоса	7	3,1	3	4,3
Обрив гирлового штока	8	8,2	5	7,2
Заміна гирлового штока	28	29,9	18	26,0
Всього	97	100	69	100

Так, порівняння даних по викривлених свердловинах і в загальному по всьому аварійному фонду (табл. 1.2) показує, що у викривлених свердловинах спостерігається ріст відмов, пов'язаних з муфтами, відгвинченням штанг і обривом штока насоса, а також зменшення відмов,

пов'язаних з обривом по тілу і різьбі штанг, обривом полірованого штока і заміною полірованого штока.

У викривлених свердловинах переважають відмови, пов'язані з різьбовими муфтовими з'єднаннями насосних штанг. Це свідчить, що в таких умовах муфти перебувають у більш напруженому стані. Крім розтягу, вони підлягають впливу динамічних напружень згину. Збільшення кількості аварій з причини відгвинчення штанг пояснюється, на нашу думку, появою локальних крутих коливань колони. Значний ріст аварій з муфтами пов'язаний також з їх стиранням об колону НКТ.

Отримано також залежності відмов від обводненості і газового фактора свердловин (рис. 1.7). При обводненості 0...20 % середня кількість відмов колони за три роки складає 0,66, а при вмісті води 20...100 % – 0,52 відмов .

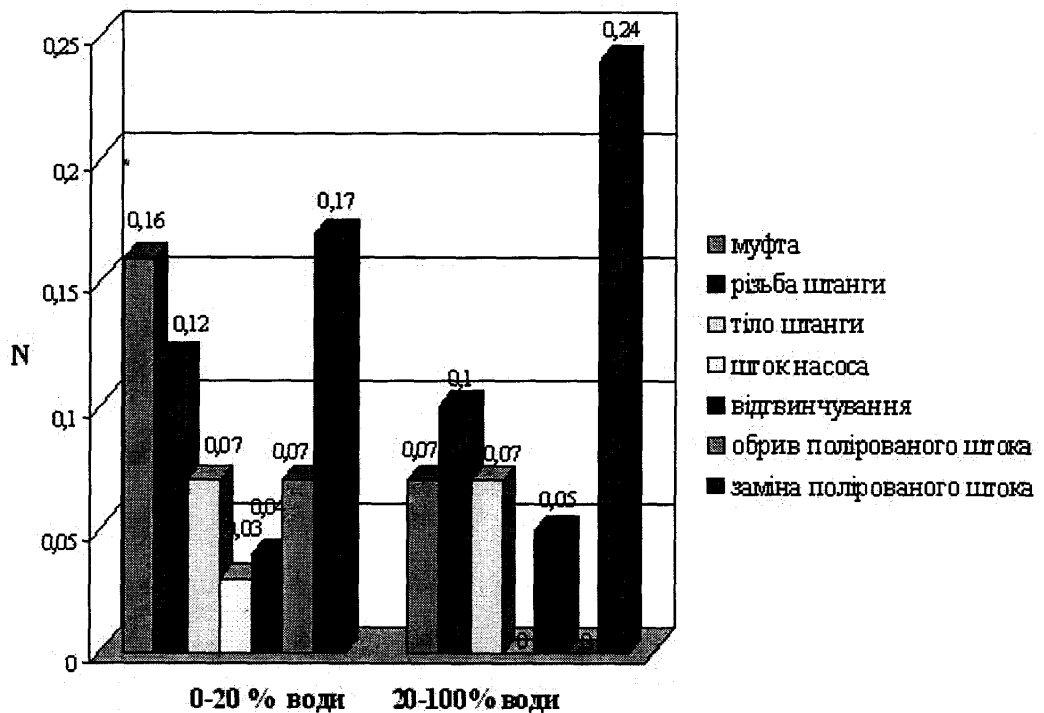


Рис. 1.7. Частота обривів колони у низько- і високообводнених свердловинах.

Як видно із рис. 1.7, при обводненості понад 20% кількість відмов в основному дещо зменшується, зростає тільки кількість заміні полірованого

штока. Зменшення кількості відмов при рості обводненості пояснюється збільшенням густини рідини, особливо в нижній частині колони НКТ, і, відповідно, ростом розтягуючих навантажень від ваги рідини на нижню частину колони штанг. Це зменшує амплітуду напружень згину і, таким чином, зменшує частоту аварій з муфтами. Ріст кількості замін полірованого штока пояснюється значною його корозією за рахунок поперемінного контакту з пластовою водою і киснем повітря.

Зі збільшенням газового фактора кількість відмов збільшується, що пов'язано в основному із зменшенням густини рідини, яке призводить до зменшення розтягуючих зусиль від ваги рідини в нижній частині колони штанг і зумовлює збільшення амплітуди напружень згину. Так, при газовому факторі 100-700 м³/тн. середня кількість відмов колони за три роки складає 0,4, а при газовому факторі 700-3500 м³/тн. – 1,04 відмов. Ця тенденція стосується всіх видів відмов штангової колони, за винятком штока насоса, де збільшення газового фактору приводить до зменшення частоти відмов (на шток насоса діє тільки зменшення розтягуючих навантажень).

Для зменшення дії такого фактору пропонується в свердловинах з високим газовим фактором і низькою обводненістю спускати обважнений низ колони штанг над свердловинним насосом (160-200 м штанг з діаметром 1").

Виявлено також вплив відкладень парафіну на стінках НКТ і штангах на кількість відмов насосних штанг. В свердловинах з інтенсивними відкладеннями (більше 11 %) відбувається в середньому 0,72 відмови на три роки, а в свердловинах з малопарафіновими (менше 11%) відкладами – 0,6 відмов.

Аналіз отриманих результатів дає певну базу даних з відмов колони насосних штанг в НГВУ "Надвірнанафтогаз" і підказує необхідні рекомендації щодо підвищення ресурсу колони штанг по окремих групах свердловин і навіть для конкретних свердловин.

Обстеження піднятих з свердловин штанг, за даними роботи [37], показують, що на тілі штанги часто утворюється спіральний слід зносу при терті колони штанг по НКТ. Внаслідок значно більшої жорсткості у порівнянні з тілом штанги, муфтове з'єднання при згині нижньої частини колони насосних штанг дотикається зі стінками насосно-компресорних труб, утворюючи в цих місцях мікротріщини. Відстань дотикання l для існуючих діаметрів труб і штанг визначено за формулою [37]:

$$l = \frac{L(D_{вис} - d_{шт})}{2(D_{тр} - D_{вис})}. \quad (1.1)$$

Результати розрахунків за формулою (1.1) представлені у таблиці 1.3.

Приведені дані розрахунків добре співпадають з промисловими результатами обривності насосних штанг, отримані авторами [34, 38]: 60% обривів штанг відбулося на відстані 100 мм і 90% – на відстані 20-150 мм відповідно.

Аналіз пошкодження насосних штанг в районах видобування, експлуатованих компанією “Юніон ойл оф Каліфорнія” (м. Брей, США), показав, що 75% пошкоджень знаходилось на відстані 1 фута (304.8 мм) від кінця штанги [39].

Таблиця 1.3

Розрахунок мінімальної відстані від головки насосної штанги до місця дотикання, мм [37]

Умовний діаметр насосно-компресорних труб, мм	Діаметр штанг, мм			
	16	19	22	25
48	163	–	–	–
60	74	123	120	–
73	45	62	62	150
89	31	42	39	60
102	24	32	29	57
114	20	26	24	45

Переважає більшість обривів по НГВУ “Южарланнефть” припадає на ділянку штанги, розташовану на відстані 19..110 мм від квадрата. Автор роботи [40] пояснює такий характер руйнувань появою напружень згину у перехідній ділянці.

1.2. Навантаження, що діють на штангову колону, та методи їх розрахунку

Основне призначення колони штанг – передати рух головки балансира верстата-качалки плунжеру свердловинного насоса. Відстань від точки підвіски штанг до свердловинного насоса може коливатись від кількох сотень метрів і до 2-2.5 тис. м. При цьому довжина однієї штанги складає 7.62, 8, або 9.14 м [42], а штангова колона, як правило, складається з кількох сотень штанг. Умови, в яких працює штангова колона, є складні й визначаються наступними факторами:

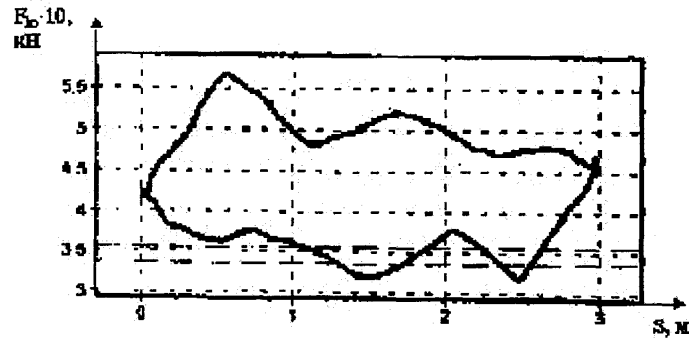
1. Дією статичних та динамічних навантажень.
2. Різними умовами навантаження верхньої та нижньої частини штангової колони.
3. Фазовим складом рідини, процентним співвідношенням води та нафти.
4. Впливом геометрії свердловини.
5. Наявністю в рідині, що відкачується з свердловини, шкідливих домішок: газів, парафіну, асфальтенів тощо.

Про навантаження, які діють на штангову колону, можна судити з динамограми (рис. 1.8) – графіка залежності сили, що діє в точці підвіски штанг, від переміщення плунжера [43].

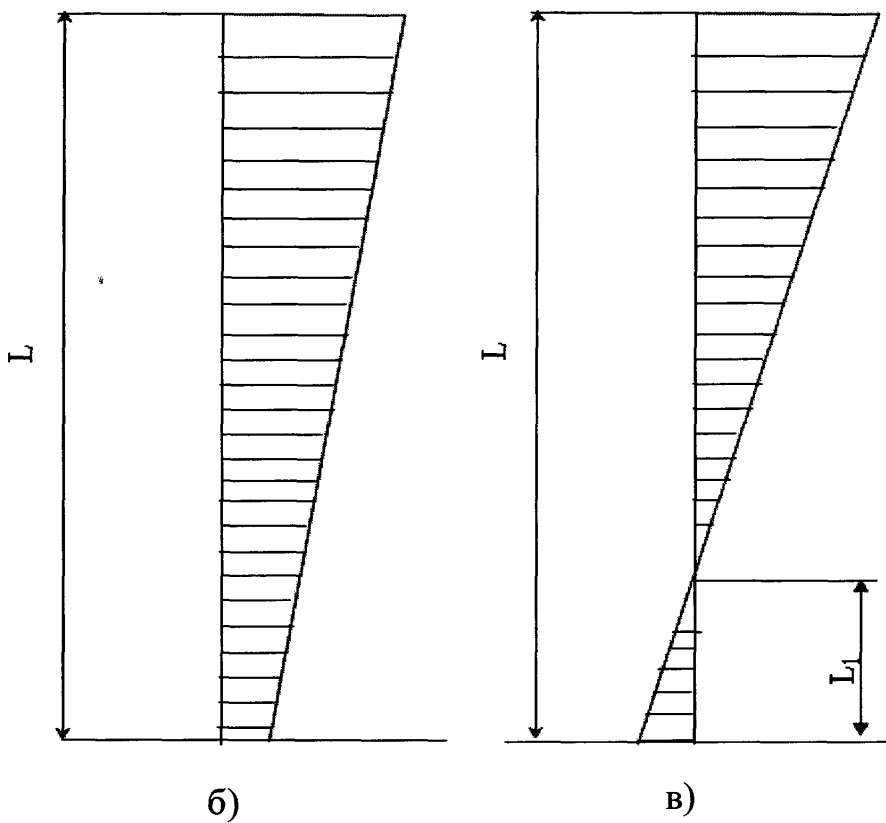
На формування навантаження впливають такі основні складові [18, 44]:

- статичні, зумовлені вагою колони штанг, зануреної в рідину, що видобувається з свердловини;
- динамічні, викликані силами інерції ваги штанг та рідини;

- динамічні, спричинені коливанням колони штанг;
- сили тертя тіла штанг об стінки свердловини та сили гідродинамічного тертя, викликані рухом рідини.



а)



б)

в)

Рис. 1.8. Навантаження, які сприймає штангова колона:

- а) – динамограма навантаження свердловинного штока та епора розподілу навантажень по довжині колони штанг;
- б) – при русі колони штанг вгору; в) – при русі колони штанг вниз.

На даний час не існує універсальної методики розрахунку навантажень, що діють на колону насосних штанг, котра б враховувала вплив усіх факторів. Крім цього рівняння, що служать для визначення екстремальних зусиль в колоні насосних штанг, містять багато змінних параметрів. Як приклад, може служити методика розрахунку АНІ [45], згідно з якою виконують розрахунки зусиль в сталевих насосних штангах у процесі їх експлуатації в США.

На основі експериментальних досліджень, проведених в стендових свердловинах, і статистичної обробки реальних промислових даних стверджується, що для широкого діапазону умов експлуатації насосних установок і режимів їх роботи найбільш точними є формули, запропоновані А.С.Вірновським [46]:

$$F_{max} = F_{штр} + F_z + F_{вібр} + F_{інв}; \quad (1.2)$$

$$F_{min} = F_{штр} - F_{вібр} - F_{інв}, \quad (1.3)$$

$$F_{вібр} = \alpha_1 \cdot \mu \sqrt{\left(\alpha_1 \psi - \frac{\lambda_{штр}}{S} \right) \cdot F_{штр} \cdot F_z}; \quad (1.4)$$

$$F_{інв} = \frac{1}{2} \alpha_1^2 \cdot m_\omega^2 \cdot \frac{1 - 2\lambda_m}{\psi \cdot S} \cdot F_{штр}. \quad (1.5)$$

Вібраційне та інерційне навантаження для ходу вниз отримуються з наведених формул шляхом заміни в них коефіцієнтів α_1, a_1 відповідно коефіцієнтами α_2, a_2 . В наведених вище формулах: $\alpha_1(\alpha_2)$ – кінематичний коефіцієнт, рівний відношенню $\pi/2$ до дійсного кутового переміщення кривошипа з моменту початку руху точки підвісу штанг вгору (вниз) до досягнення моменту його максимальної швидкості; $a_1(a_2)$ – кінематичні коефіцієнти, що враховують різницю максимальної швидкості руху точки підвісу штанг і максимальної швидкості для ідеального гармонійного руху;

$$\psi = \frac{\lambda_{штр}}{\lambda_{штр} - \lambda_{шт}} \text{ – коефіцієнт відносної деформації;}$$

$\lambda_{ум}(\lambda_{мп})$ – пружні деформації штанг і труб відповідно, обумовлені гідростатичним навантаженням на плунжер;

$$\mu = \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S}{g}}. \quad (1.6)$$

Але розрахункова схема, використана при виводі формул, наведених в даній методиці, не враховує ряд факторів, що реально існують і обумовлюють навантаження на штанги. До цих факторів можна віднести: сили тертя плунжера об циліндр насоса, гідравлічні опори, що виникають при русі продукції через нагнітальний клапан, наявність вільного газу в насосі, втрати ходу плунжера тощо. Врахувати ці фактори аналітично в даний час дуже складно. Наприклад, якщо враховувати власні коливання колони насосних штанг, то отримаємо наступні рівняння [47]:

$$F_{max} = F_p + F_{умп} - F_z + \frac{\alpha_1}{3} \cdot \frac{d_{нл}}{d_{ум}} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S}{g}} \cdot \sqrt{a_1 \cdot K_A - \frac{\lambda_{ум}}{S}} \times$$

$$\times (F_{ум} + 0,3 \frac{A_{нл} - A_{ум}}{A_{мп} - A_{ум}} \cdot F_p) + \frac{\alpha^2}{2} \cdot \frac{\omega^2 \cdot S}{g} \cdot \left(a_1 - \frac{2\lambda_{ум}}{K_A \cdot S}\right) \cdot \left(1 - \frac{K_A}{2}\right) \cdot F_{ум} \quad ; \quad (1.7)$$

$$F_{min} = F_{умп} - \frac{\alpha_2}{3} \cdot \sqrt{\frac{\omega^2 \cdot S}{g}} \cdot \sqrt{2 \cdot K_A - \frac{\lambda_{ум}}{S}} \cdot$$

$$\left(F_{ум} - \frac{2}{2} \cdot \frac{\omega^2 \cdot S}{g}\right) \cdot \left(a_2 - \frac{2\lambda_{ум}}{K_A \cdot S}\right) \cdot \left(1 - \frac{K_A}{2}\right) \cdot F_{ум} \cdot 10^{-3} \quad (1.8)$$

Іншими авторами, наприклад, Л.М.Алексеевою [48] пропонуються модифіковані формули Вірновського, в яких виключена частина динамічних навантажень, обумовлених інерцією рідини. Крім того, в формулу введені емпіричні поправочні коефіцієнти до динамічного навантаження, що залежать від діаметра свердловинного насоса і враховують ряд факторів, в тому числі і демпфування власних коливань колони штанг пружним стовпом рідини.

Для спрощення формул на основі статистичної обробки результатів за формулами Вірновського і фактичних навантажень в точці підвісу штанг для широкого діапазону умов експлуатації та режимів відкачування були визначені поправочні коефіцієнти для динамічних складових екстремальних навантажень [49]:

$$F_{max} = F_{штр} + F_z + K_{динв} (F_{вібр} + F_{инв}); \quad (1.9)$$

$$F_{min} = F_{штр} - K_{динн} (F_{вібн} + F_{инн}), \quad (1.10)$$

де $K_{динв} = 2,042(d_{nl} \cdot 10^3)^{-0,206}$.

Інші спрощені формули запропоновані Адонінім [18] для статичних режимів відкачування рідини:

$$F_{max} = F_{штр} + F_z + F_{дин}; \quad (1.11)$$

$$F_{min} = F_{штр} - F_{дин}, \quad (1.12)$$

де $F_{дин} = \frac{1}{3} \cdot \frac{d_{nl}}{d_{шт}} \cdot m_{\omega} \cdot \sqrt{\psi - \frac{\lambda_{шт}}{S} \cdot P_{штр} + 1000}$.

Статичний режим відкачування рідини приймається при значеннях коефіцієнта Коші [119]:

$$\varphi_K = \frac{\omega \cdot L}{v}. \quad (1.13)$$

Швидкість звуку для однорідної колони штанг $v=4600$ м/с, для двоступеневої колони $v=4900$ м/с, для три- і більше ступеневої колони $v=5300$ м/с.

Зарубіжні автори також пропонують використовувати спрощені формули, так Н.Д.Дреготеску [50] використовує для сучасних верстатів-качалок кінематичні коефіцієнти:

$$K_v = 2,042d_{nl}^{-0,206} \text{ – для ходу штанг вгору;}$$

$$K_n = 2,754d_{nl} \text{ – для ходу штанг вниз.}$$

Для визначення навантажень можуть використовуватись також формули Кемлера, К.Н.Мілса, Д.С.Слоннеджера, Д.О.Джонсона [51], які спрощено дозволяють визначати максимальні та мінімальні навантаження:

$$F_{\max} = (F_{um} + F_p) \cdot \left(1 + \frac{S \cdot n_1}{137}\right); \quad (1.14)$$

$$F_{\min} = F_{umpr} \cdot \left(K_{ap} - \frac{S \cdot n_1^2}{1790}\right). \quad (1.15)$$

Провівши велику кількість досліджень, автори [52] зробили наступні висновки:

- розбіжність між розрахунковими і реальними навантаженнями залежить від умов роботи штангової свердловинної насосної установки;
- при нормальній роботі штангової свердловинної насосної установки найбільш точними є навантаження, розраховані за (1.7), (1.8). В цьому випадку розбіжність становить в середньому 5-8 %;
- методики [47, 48, 50] дають розбіжність до 10 % при ускладненнях в роботі свердловинного насоса, втратах в НКТ, втратах в приймальній і нагнітальній частинах;
- оцінювати навантаження на головку балансира можна також за середнім значенням усіх методик.

Найбільші величини мають статичні навантаження, які нерівномірно розповсюджуються по довжині штангової колони і приймають різні значення для руху колони штанг вгору та вниз (див. рис. 1.8 б, в). Як правило, при русі точки підвіски штанг вгору всі штанги в колоні навантажуються зусиллями розтягу, однак при русі колони штанг вниз можуть виникати зусилля стиску в штангах нижніх секцій. Про зусилля стиску в нижній частині колони штанг відомо давно [53] і визначено, що вони зумовлені тертям плунжера в циліндрі та гідравлічним тертям в нагнітальному клапані свердловинного насоса.

До статичних навантажень також відносять сили тертя, які поділяються на тертя штанг об стінки НКТ та сили гідродинамічного тертя. Як правило, при розрахунках силами тертя нехтують, оскільки рахується, що вони приймають невеликі значення. Так, авторами [52] розглянуто методики розрахунку максимальних навантажень, запропоновані А.С.Вірновським,

А.Н.Адонінім, Л.М.Алексеевою, І.М.Муравйовим, Д.С.Слоннеджером та Н.Д. Дреготеску, в яких не враховуються сили тертя. Дані розрахунку максимальних і мінімальних навантажень, розраховані за вище вказаними методиками порівнювались з дійсними навантаженнями, отриманими з динамограм, знятих на свердловинах Бориславського НГВУ. Розбіжність між розрахунковими і реальними навантаженнями в найкращому випадку складала 5-8 %.

Як добре відомо, сили тертя складаються з сил гідродинамічного тертя, які виникають на границі відносного руху рідини та підземного обладнання, а саме з сили тертя між трубами і штангами, а також між плунжером та циліндром насоса. В роботі [54] проводилось експериментальне визначення співвідношення між складовими сил тертя на стендовій свердловині, внаслідок чого визначено, що на сили гідродинамічного тертя припадає біля 75% від величини всіх сил тертя, а в роботі [55] запропоновані формули для визначення сил тертя колони штанг об рідину, стінки свердловини та сили тертя плунжера об стінки свердловини.

Проте сили тертя між штангами та трубами залежать від геометрії свердловини. Так, якщо в вертикальних свердловинах їх доля в загальному навантаженні може бути не більша за 1-5%, то в похилих свердловинах вплив сил тертя різко зростає [56, 57]. У Прикарпатському регіоні через складні геологічні умови та недосконалі технології широко розповсюджені свердловини, профіль яких змінюється з умовно вертикального (слабо викривленого) у верхній частині на спіраль у нижній частині свердловини. Як приклад, на рис. 1.9 наведено типовий профіль свердловини Довбушансько-Бистрицького родовища. Внаслідок викривлення ствола свердловини отримує таку ж форму і колона насосних штанг. Це призводить до виникнення значних сил механічного тертя штанг об насосно-компресорні труби, які розподілені нерівномірно вздовж колони. Відповідно на вертикальній ділянці ці сили практично рівні нулю, а на сильновикривленій, а саме у свердловинах з відхиленням стовбура від вертикалі понад 5° , по

азимуту більше 4π радіан і статичному навантаженні більше 50 кН, досягають значних величин (більше 1 кН) [58].

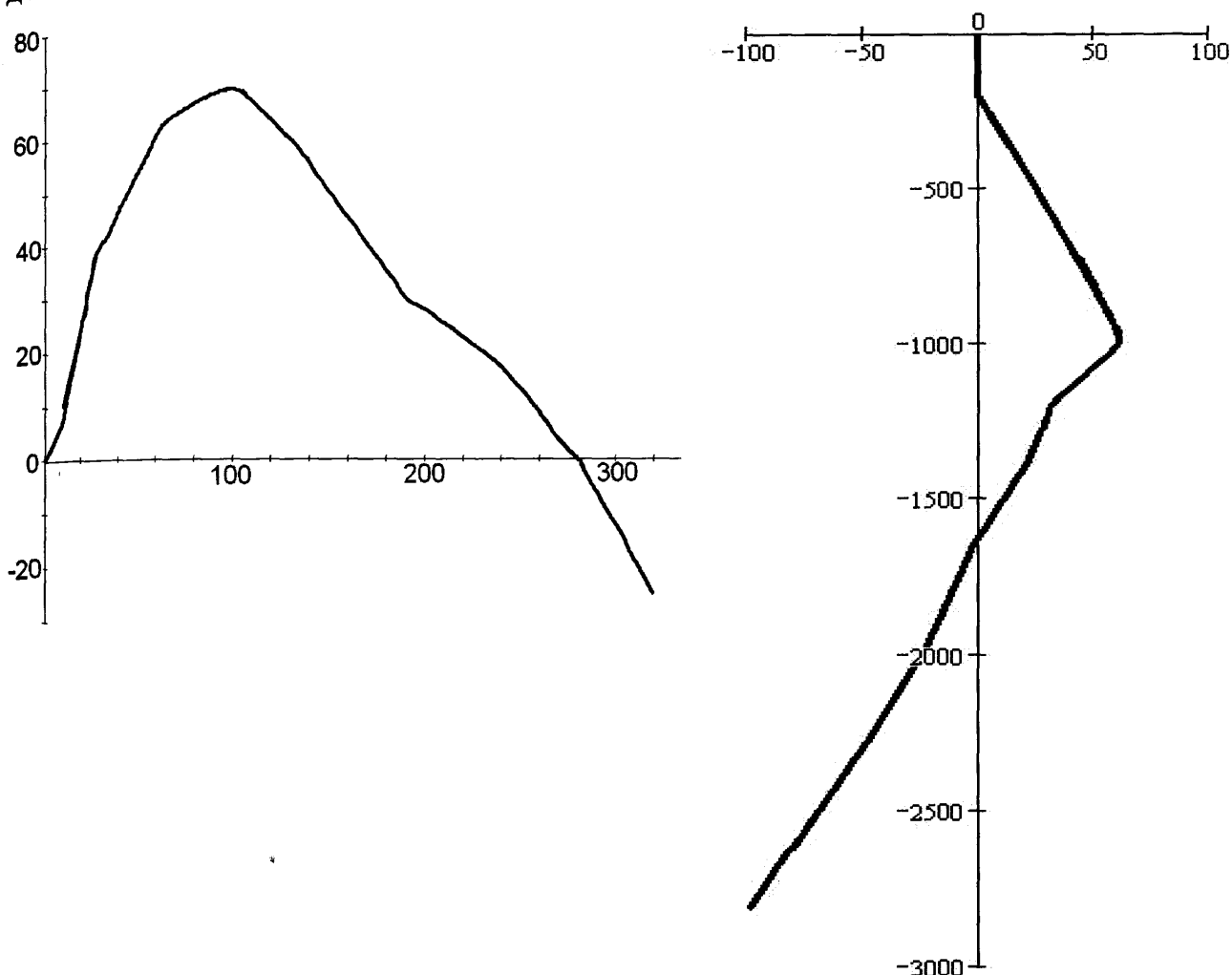


Рис. 1.9. Зведена інклінограма свердловини № 93
Довбушансько-Бистрицького родовища.

Іншою складовою статичного навантаження є відкладення парафіну на штанги та насосно-компресорні труби. Додаткове навантаження при відкладенні парафіну може досягати значення, при якому зависає та заклинюється колона штанг в свердловині [59]. Небезпека парафіноутворення полягає ще й в тому, що при цьому зростає маса колони штанг, а отже й динамічні навантаження.

Додатковий приріст сили, що діє в точці підвіски штанг, викликають динамічні навантаження, зумовлені масою колони штанг, рідини та коливальними процесами [44].

Коливальні процеси відбуваються не тільки в штангах, а й в насосно-компресорних трубах. Авторами [60] запропонована формула для визначення навантаження, що діє в верхній частині труб, яка пройшла перевірку на свердловинах НГВУ „Лениннефть” та “Азизбековнефть”. Результати розрахунків порівнювались з даними трубної динамограми і показали дієвість цієї формули. Деякі відхилення розрахункових та експериментальних даних пояснюються відсутністю врахування сил тертя.

Діючі на штангову колону динамічні навантаження залежать від кінематичних характеристик виконавчого механізму верстата-качалки [61].

Значення сили інерції ваги штанг та рідини залежить від втрати ходу плунжера свердловинного насоса [62], яку можна визначити за відомою формулою [18]:

$$\lambda = \lambda_{mp} + \lambda_{um} = \frac{F_p \cdot L}{E} \cdot \left(\frac{1}{A_{um}} + \frac{1}{A_{mp}} \right). \quad (1.16)$$

Можна зробити припущення, що динамічні навантаження колони труб впливають на навантаження штанг.

1.3. Основні фактори корозійної втоми насосних штанг

Оскільки більшість випадків виходу штангової колони з ладу на практиці викликано корозійною втомою металу, то за період експлуатації свердловин ШСНУ виникло кілька теорій, що намагаються пояснити причини втомного руйнування металу [44].

Під корозійною втомою металів розуміють руйнування, які відбуваються при взаємодії змінних навантажень та хімічно-активного середовища. Оскільки хімічно активна рідина є, як правило, добрим провідником струму, то існує електрохімічна теорія корозійної втоми, згідно з якою основною причиною зниження втомної міцності металу при одночасній дії на нього змінних навантажень та електрохімічної корозії є анодні процеси. Ці процеси протікають на електрохімічно слабких ділянках,

якими можуть бути макро-, мікро- і субмікродефекти металу, пошкодження його поверхні і т.д. Згідно з електрохімічною схемою корозії корозійно-втомні тріщини утворюються внаслідок дії корозійних пар, у яких дно концентратора напружень виступає анодом, а стінки та поверхня металу – катодом. Завдяки цьому створюються умови для інтенсивної місцевої корозії. Особливістю специфічних корозійних пар є те, що поява їх можлива тільки при одночасній дії електрохімічної корозії та напружень розтягу.

Оскільки корозійні пари появляються тільки при корозії в напруженому стані, то В.В.Романов висунув корозійно-механічну гіпотезу, в якій визначив, що механічний фактор має принципово важливе значення. Механізм корозійно-втомного процесу визначається рівнем циклічних напружень. Чим менші ці напруження, тим більше проявляється руйнуючий вплив корозійного середовища, а чим більші діючі напруження, тим більший їх вплив на процес руйнування металу [63].

Корозійно-механічна гіпотеза не дозволяє пояснити причину двох явищ, що мають принципове значення для вибору ефективних методів боротьби з корозійно-втомним руйнуванням металу: чому катодна поляризація від зовнішнього джерела струму, яка застосовується для боротьби з корозією, не дає повного захисту від корозійної втоми; чому поверхневий наклеп, що як правило активізує анодні процеси і мав би підвищувати загальну корозію, навпаки сприяє збільшенню корозійної міцності металу.

Подальшим розвитком корозійно-втомної теорії виступає адсорбційно-електрохімічна гіпотеза, яка базується на впливі поверхнево-активних речовин, які сприяють протіканню корозійних процесів всередині утвореної тріщини [64]. Ця теорія допускає можливість виникнення корозійно-втомних тріщин не тільки на анодних, але й на катодних ділянках металу внаслідок адсорбції водню та виникнення водневої крихкості. Сутність цієї теорії у тому, що первинним фактором впливу корозійного середовища на циклічно деформований метал є адсорбційний вплив, що призводить до

термодинамічної неминучої зміни міцності металу [65, 66], а також можливе окрихчення за рахунок адсорбції водню на катодних ділянках металу [67], що викликає водневу втому. Адсорбційна гіпотеза крихкості металу [68, 69] є однією з багатьох, запропонованих автором роботи [70] для пояснення зниження міцності та пластичності сталі у процесі її водневого окрихчення. Добре експериментальне підтвердження адсорбційна гіпотеза водневої крихкості отримала у роботі [71], автори котрої вважають, що полегшення розвитку тріщини під впливом газоподібного водню та сірководню, особливо при високих рівнях напружень, викликалось адсорбційним впливом водню на метал у вершині тріщини, котра розвивається. Доволі широке дослідження корозійної втоми металів з урахуванням впливу умов навантаження, структури сталі, стан поверхні проведено В.І.Похмурським [72].

У роботі [73] показано зниження пластичності сталі внаслідок водневого окрихчення, котре інтенсифікується, якщо у сірководневому середовищі зразок одночасно розтягується. Аналогічне явище має місце при експлуатації насосних штанг у свердловинах, що містять сірководень. Присутність сірководню сприяє посиленню проникнення атомарного водню у метал.

Дослідження механізму корозійної втоми насосних штанг проведено Гутманом Е.М. [74] з урахуванням того факту, що у поверхневих шарах металу штанг створюються значні циклічні напруження, що перевищують його границю плинності та сприяють інтенсивному розвитку корозійно-втомних процесів в умовах малоциклової корозійної втоми. В даному дослідженні встановлено, що при високих рівнях напружень хемомеханічний ефект, тобто зародження та рух дислокацій в металі під дією корозійного середовища, викликає інверсію у корозійній втомі. Зниження рівня напруження послаблює напруження цих дефектів, що у подальшому призводить до звичайних механізмів корозійної втоми з відповідним зменшенням довговічності насосних штанг у корозійному середовищі.

Таким чином, корозійно-втомне руйнування в різних середовищах може відбуватися за трьома принципово відмінними механізмами в залежності від амплітуди напружень [44]:

- при великих амплітудах напружень в кислих середовищах, чи при деяких методах протикорозійного захисту переважаючим фактором для втрати міцності є виникнення водневої втоми сталі;

- при менших амплітудах напружень, коли корозійні процеси на анодних ділянках встигають розвинути, а також в корозійних середовищах, де відсутній вплив водню, втомні тріщини зростають внаслідок дії циклічних та корозійних напружень, а також напружень, пов'язаних з адсорбційним розклинюванням;

- якщо сума циклічних та корозійних напружень менша границі циклічної плинності металу, то втомні тріщини розвиваються під впливом анодного процесу, що руйнує метал. При цьому інтенсифікації процесу сприяють циклічні напруження, які знижують електродний потенціал в місцях їх концентрації, а також руйнують окисну плівку, яка утруднює корозію [75].

Наявність сірководню в складі рідини, що видобувається з свердловини, визначає ряд серйозних ускладнень при видобутку нафти, пов'язаних з його високою корозійною активністю та токсичністю. В результаті закачування значних об'ємів прісної води в продуктивні пласти, що виконується для підтримання пластового тиску, сірководень з'являється навіть в тих свердловинах, де раніше його не було [76]. Не дивлячись на достатньо широке застосування нафтовими компаніями багатьох країн різних способів боротьби з сірководнем, таких як фізичні та хімічні способи видалення сірководню, бактерицидна обробка, застосування інгібіторів корозії тощо, до сих пір проблему локалізації впливу водню вирішити не вдалось. Автором [76] стверджується, що основна маса відкладення сульфідів заліза в свердловинному обладнанні представляє собою продукти сірководневої корозії металу, які утворюються на внутрішній поверхні

обсадної колони та зовнішній поверхні насосно-компресорних труб та обсипаються з них, попадаючи на прийом свердловинного насоса. Отримані експериментальні дані по швидкості водневій корозії в водяному, а також газоповітряному середовищі. Про активність водневої корозії можна судити з того, що величина осадів сульфїду заліза в типовій для родовищ Башкортостану свердловині складає в середньому 5...10 кг в добу.

На даний час діє ГОСТ 13877-96, який не висуває особливих вимог до корозійної стійкості штанг, а містить тільки загальну класифікацію середовищ по вмісту в них корозійно-активних компонентів і не враховує їх реального вмісту. До найбільш суттєвих його недоліків слід віднести відсутність фізичних параметрів, що регламентують корозійну стійкість матеріалів. В той самий час сульфїдна корозія та насичення сталі воднем суттєво впливають на довговічність штанг при експлуатації. Так, на нафтових родовищах ОАО „Самотлорнафтогаз” (Росія) наробіток штанг на відмову з моменту останнього ремонту змінювалась від 113 до 2040 діб [29]. Як правило, штанги руйнувались на відстані 150-200 мм від зони переходу головки до тіла штанги. Характер злому типовий для втомного руйнування, на всіх зломах штанг явно виражений фокус зародження втомної тріщини. Поте відмінністю в будові злому штанги, що пропрацювала 113 діб, є наявність вторинних мікротріщин, розміщених біля злому і орієнтованих нормально навантаженням, що діють при експлуатації. Наявність мікротріщин свідчить про водневе розтріскування металу та корозійну природу руйнування. Експлуатаційна надійність штанг при наявності водню характеризується стійкістю матеріалу до сульфїдної корозії та сульфїдного корозійного розтріскування при дії напруження (СКРН) і визначається граничним напруженням σ_{th} . Схильність металу до росту тріщини характеризує критичний коефіцієнт інтенсивності напружень у вершині корозійної тріщини K_{iSSC} [77]. Авторами [28] відмічається, що марки сталей 38ХМ, 40ХГМ та 15Х2ГМФ, які застосовуються в теперішній час при виготовленні штанг, мають низьку стійкість до сульфїдного корозійного

розтріскування при дії змінних напружень і відповідно пониженою довговічністю. Тому перспективними є напрям розробки нових марок сталей, стійких до водневого окрихчування, наприклад, сталь 30ХМФА, та методів, направлених на уточнення розрахунків.

Ні одна з розглянутих вище теорій корозійної втоми не охоплює повністю комплекс основних фізико-хімічних процесів, які визначають механізм втоми металу відповідно до всього комплексу зовнішніх умов [29].

1.4. Шляхи підвищення довговічності НШ під час їх експлуатації

Підвищення довговічності НШ проходить за такими напрямками [29]:

- протекторний захист;
- введення інгібіторів в продукцію свердловини;
- зниження агресивності експлуатаційного середовища;
- підбір режимів роботи обладнання, які забезпечують найбільш задовільні умови роботи свердловинного обладнання та ін.

В роботі [78] оцінена ефективність протекторного захисту, яка визначалась за ступенем катодної поляризації зміщення в негативну сторону електродного потенціалу поверхні штанг і труб, та за втратою маси сталевих зразків-муфт, що знаходяться в продукції свердловини, яка не містить сірководню.

Однак в процесі експлуатації насосних штанг виникають ускладнення, які полягають в забезпеченні достатньо надійного контакту між штангою і протектором, у захисті самого протектора від механічного зношування, налипання на нього різних домішок продукції свердловини. Крім того, ресурс роботи протектора обмежений через його швидке розчинення. Вказані недоліки не дають змоги ефективно використовувати вказаний метод для протикорозійного захисту, а відповідно і для підвищення його корозійно-втомної міцності.

Захист від корозії інгібіторами ґрунтується на властивості цих речовин або їх сумішей зменшувати швидкість корозійного процесу при введенні їх в незначних концентраціях в корозійне середовище. Достатньо повно описано механізм дії різних інгібіторів, їх склад і використання в літературі [79-82]. Інгібіторний захист може бути використаний як самостійний метод захисту від корозії, а також в поєднанні з іншими методами – як комплексний захист.

Однак слід врахувати, що ефективність дії інгібіторів значною мірою залежить від складу експлуатаційного середовища й режиму експлуатації свердловин. Навіть при незначній зміні складу середовища цей же інгібітор може виявитися неефективним. В той же час склад продукції свердловини змінюється в широких межах навіть на одному і тому ж родовищі.

Отже, їх використання не завжди може бути технологічно ефективним і економічно доцільним.

Підвищенню корозійно-втомної міцності штанг сприяють також оптимальні режими роботи штангової свердловинної установки. Сучасні розробки передових компаній світу направлені на оптимізацію роботи свердловини та раціональну компоновку колони штанг. Так, компанія Lufkin Avtomashion (США) [83] представила свою нову, саму передову розробку – оптимізатор роботи свердловини. Цей прилад дозволяє суттєво підвищити ефективність управління ШСНУ, скоротити енергоспоживання привідного електродвигуна шляхом вибору оптимального режиму роботи обладнання. Сучасний контролер, який використовує сигнали давача зусиль, що розміщується в точці підвіски штанг, дозволяє проводити розрахунки навантажень штангової колони та контролювати стан наземного та свердловинного обладнання, проводити побудову наземної та свердловинної динамограми. Добре відомо [21], що плунжерна динамограма дає більш повну інформацію про роботу насоса, особливо в свердловинах, що мають складний профіль, чи похило спрямованих свердловинах. Побудова плунжерної динамограми відбувається на основі наземних вимірювань навантажень полірованого штоку та аналізу коливань штангової колони [84].

Для боротьби з явищем згину нижньої частини колони штанг використовують важчі штанги нижніх секцій [85], але при цьому можна отримати значне збільшення маси штангової колони. Тому автором пропонується враховувати обмежуючий вплив насосно-компресорних труб на прогин штанг і визначати необхідну масу обважненого низу за допустимими напруженнями згину.

А.Н.Адонін та Н.Я.Мамедов запропонували уточнити формулу А.С.Вірновського з врахуванням “важкого низу” [53]. На основі аналізу розрахунків авторами вказується, що максимальне навантаження на гирловий шток, може зрости приблизно на 15-20 %, збільшується також мінімальне навантаження, амплітуда навантажень практично не зростає, допустимі напруги зростають незначно. Одним із методів боротьби із згином нижньої частини КНШ є використання полімерних насосних штанг у верхній частині колони [86]. Але полімерні насосні штанги мають цілий ряд недоліків (схильність до повзучості, низький опір крученню і згину, непрацездатність при підвищених температурах тощо), які можуть переважити їх позитивні характеристики.

Довжина низу штангової колони, де діють напруження стиску, не є стабільно визначеною. На причини, що викликають згин нижньої частини штанг, існують різні погляди. Так, Б.Б.Круман [44] вказував, що за найпростішими підрахунками ця довжина приблизно складає 1/8 частину колони штанг.

Проте сам автор визначав, що даний результат отриманий з використанням спрощеної формули, яка враховує тільки виштовхувальну силу рідини:

$$z_0 = \frac{\rho_{pid}}{\rho_{шт}} \cdot L. \quad (1.17)$$

Формула (1.17) відображає точку зору багатьох авторів, що зменшення ваги штанг в рідині зумовлено дією виштовхувальної сили, прикладеної до нижньої частини штангової колони [30, 85].

Проте розрахунки, виконані без урахування сил тертя та навантажень, зосереджених біля плунжера свердловинного насоса, викликаних силою тиску гідростатичного стовпа рідини, що знаходиться між експлуатаційною та колоною насосно-компресорних труб, а також перепадами тиску в нагнітальному клапані, є наближеними і не можуть вірно говорити про процес навантаження нижніх штанг.

Крім того, існує думка авторів [87], що сила гідростатичного тиску діє по довжині всієї колони штанг, і повинна розглядатись як об'ємна сила, прикладена до всієї площі штанги. Дія цієї сили викликає появі додаткових напружень розтягу і зменшує довжину стиснутої частини колони штанг [30].

Б.Б. Круманом запропонована формула, з врахуванням сумісної дії гідростатичних та механічних сил, яка визначає критичну довжину колони, при перевищенні якої вона втрачає стійкість [88]:

$$L_{кр} = \frac{-1.5z_m + \sqrt{0,25z_m^2 + \frac{16\pi^2 EI}{q \cdot z_m}}}{2A_m}, \quad (1.17)$$

$$A_m = \frac{1 - 2 \cdot \mu_{II}}{\frac{\rho_{рід}}{\rho_{шт}} - 2 \cdot \mu_{II}}. \quad (1.18)$$

При розробці сучасних методик оцінки навантаженості колони насосних штанг особливу увагу слід звернути на динамічні процеси в колоні. Аналіз коливань штангової колони може принести відчутний економічний результат з двох причин:

1. Застосовуючи теорію оптимального управління можна знайти раціональний закон зміни частоти обертання двигуна, при якому мінімізується максимальне навантаження, що діє в точці підвіски штанг [89].
2. Регулюючи частоту привідного електродвигуна, можна добитись відчутної економії електроенергії [90].

Для забезпечення рівномірності всіх перерізів штангової колони необхідно мати можливість визначати приведені напруження в кількох

перерізах штанги, що вимагає знаходження максимальних та мінімальних навантажень в будь-якому перерізі штангової колони [55, 90, 91].

Для цього необхідно знати швидкість та навантаження, що сприймає колона штанг по всій довжині. Вихідними даними для визначення діючих навантажень в верхній частині штангової колони виступає динамограма, швидкість руху верхньої частини відповідає швидкості точки підвіски штанг.

В роботі [89] запропоновано описувати рух колони штанг за допомогою наступної формули:

$$U = F_{cm} + B_1 V(t) + B_2 \cdot \frac{dV}{dt}. \quad (1.19)$$

В роботі [91] приводиться рівняння коливального руху колони штанг з врахуванням сил тертя, що діють на неї в процесі роботи верстата-качалки:

$$U(z, t) = A_0 + \sum_{i=1}^n [\varphi_s(z) \cdot \cos(s\omega t) + \psi_s(z) \cdot \sin(s\omega t)]. \quad (1.20)$$

Недоліком даної формули є те, що в ній використана статична складова сили, що діє в точці підвіски штанг, яка не враховує додаткову інерційну складову, на яку впливають кінематичні характеристики виконавчого механізму. Швидкість руху визначена з припущення гармонійного руху точки підвіски штанг, хоча в дійсності ця швидкість різна для руху вгору та вниз [92].

В роботі [80] автором запропоновано систему рівнянь для опису коливань колони штанг:

$$\left. \begin{aligned} m_B \ddot{S}_2 + c_{23}(S_2 - S_3) - c_{12}(S_1 - S_2) + F_{шмп} \frac{1 + 3\mu}{3(1 + 2\mu)} &= 0, \\ (m_n + m_{pn}) \ddot{S}_3 - c_{23}(S_2 - S_3) + c_{34}(S_3 - S_4) + F_{шмп} \left[1 - \frac{1 + 3\mu}{3(1 + 2\mu)} \right] + \\ + \frac{2G_p}{3} \frac{A_{nz}}{A_{mp}} &= F_n \pm T, \\ m_{pe} \ddot{S}_4 - c_{34}(S_3 - S_4) + \frac{F_p}{3} \frac{A_{nz}}{A_{mp}} &= -F_0. \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

Також запропоновані методики визначення власних частот коливань:

$$P_{1,2} = \sqrt{\lambda_{1,2} \pm \sqrt{\lambda_{1,2}^2 - \frac{c_{12}c_{23}}{m_6 m_H}}}, \quad (1.21)$$

де

$$\lambda_{1,2} = \frac{m_6 c_{23} + m_H (c_{12} + c_{23})}{2m_6 m_H}. \quad (1.22)$$

Дослідження, проведені автором в даній роботі, дозволили встановити, що резонансні явища у верстатах-качалках проявляються в другій гармоніці вимушених коливань, яка найчастіше співпадає з частотою власних коливань колони штанг. При наявності тертя в плунжерній парі резонансні явища зменшуються, тому важливим є врахування реальних сил тертя та її складових, які є різні в кожній свердловині.

В роботі [91] задача вирішувалась для незатухаючих пружних поздовжніх коливань. Колона штанг розглядалась як однорідний стержень значної довжини. Зусилля та швидкість в будь-якій точці колони визначались за рівнянням:

$$P(x,t) = f_k \left(t - \frac{x}{v} \right) + g_k \left(t + \frac{x}{v} \right); \quad (1.23)$$

$$v(x,t) = \frac{v}{EA_{ум}} \left[f_k \left(t - \frac{x}{v} \right) + g_k \left(t + \frac{x}{v} \right) \right]. \quad (1.24)$$

Таким чином, знаючи значення швидкості та зусилля в точці підвіски штанг проводилась побудова діаграми зусиль по довжині штангової колони. На основі проведених розрахунків авторами визначено, що нижня частина колони штанг в певний момент часу має швидкість більшу ніж верхня, що приводить до стиску нижньої частини в момент сприйняття максимального навантаження. Внаслідок відмінності величини амплітуди коливань плунжера та верхньої точки колони штанг, швидкість нижньої частини колони може мати відмінність не тільки по величині швидкості, а й по напрямку. Тому вірним підбором режимів роботи приводу можна зменшити величину приведенного напруження, а отже й знизити ризик аварії колони штанг.

1.5. Методи розрахунку довговічності та залишкового ресурсу

КНШ

В якості характеристики циклу зміни напружень в штангах використовується величина, яка носить назву приведеного напруження. Для розрахунку цієї величини в свій час запропоновано ряд формул [88]:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \sigma_a} - \text{формула Одінга};$$

$$\sigma_{np} = \sigma_a + 0.2\sigma_{cp} - \text{формула Марковца};$$

$$\sigma_{np} = \sigma_{max} - 0.56\sigma_{min} - \text{формула Крумана}.$$

Найбільш придатну методику для визначення допустимих напружень запропонував І.Л.Фасрман [34]. Позитивним є те, що отримані допустимі напруження є характеристиками, що відображають не тільки якість штанг, але і вплив умов експлуатації. Авторами роботи [94], враховуючи громіздкість розрахунку штангових колон за формулами на промислах, складені таблиці глибини спуску штангових насосів, що працюють при довжині ходу $S=1.8$ м і частоті коливань $n=12$ для насосів всіх розмірів і штанг з сталі 40НМ та 20НМ. Складені номограми, по яких при визначенні параметрів насоса і установки можна знайти приведені напруження σ_{np} у точці підвісу колони штанг, а також кількість і розміри ступенів штангової колони.

Згідно з аналізом [22] чисельні розрахунки конструкцій рівномічних багатоступеневих колон по вищевказаних формулах відрізняються незначно (в межах 5-10%). Рахується, що міцність дотримується, якщо приведені напруження менше допустимого, що визначається окремо для кожної марки сталі. Разом з тим дослідження авторів [23] вказують, що часто штангові колони руйнуються при приведених напруженнях значно нижчих за допустимі, особливо при довгих штангових колонах.

Сучасні методи розрахунку безаварійної служби насосних штанг не враховують закономірності утворення тріщин під впливом корозійно-

активного середовища. Тому результати досліджень на корозійну втому насосних штанг мають велике практичне значення. Так, в роботі [95] проведено втомні випробування насосних штанг з технологічними та експлуатаційними дефектами в агресивних середовищах, які дозволили визначити небезпечні розміри цих дефектів і на підставі цього проводити раціональний підбір штанг. Аналізуючи криві росту довжини тріщини залежно від числа циклів навантаження, зроблено висновок про те, що критична швидкість росту тріщини для штанг з діаметром 22 мм досягається в той момент, коли довжина тріщини по колу дорівнює 15..16 мм, а глибина – 4,5..5,6 мм. Указані значення характерні для напружень, які близькі до $\sigma_{np}=100$ МПа, тобто відповідають експлуатаційним навантаженням. Для штанг інших діаметрів критична глибина має наступні значення: для 16 мм штанг – 3..4 мм, для 19 мм – 4..5 мм, для 25 мм – 5..6 мм. Як відомо, існуючі засоби контролю за станом насосних штанг не дозволяють визначати ультразвуковим методом дефекти глибиною до 2 мм. Таким чином, у компоновці колої можуть виявитися штанги, які мають технологічні або експлуатаційні дефекти глибиною до 2 мм. Але як показали дослідження, ці дефекти не мають помітного впливу на довговічність штанг.

Для прогнозування залишкового ресурсу насосних штанг із втомними пошкодженнями, які виявлені методами неруйнівного контролю, пропонується формула [95]:

$$t_{\text{зал}} = t \left[\sqrt{\frac{V_i}{V_x} \left(\frac{h_{kp} - h}{h - h_0} \right) + 1} - 1 \right], \quad (1.25)$$

де $(h_{kp}=3...6 \text{ мм})$;

Оцінювати ресурс насосних штанг можна на основі аналізу параметрів надійності [15, 16, 96] з певною ймовірністю неруйнування, за параметрами кривих корозійної втоми, використовуючи дво- чи трипараметричні рівняння [97, 98], за швидкістю росту тріщин корозійної втоми в докритичному періоді [31, 99], за параметрами тріщиностійкості [31, 77, 100], за величиною

пошкодження живого перерізу штанги (G - критерієм) [96, 101] та іншими методами [102, 103].

Для ефективного використання штангових колон необхідно оцінювати їх надійність і довговічність з певною ймовірністю неруйнування залежно від величини напруження в верхній частині колони.

Проведений авторами [95] аналіз надійності дозволив визначити основні параметри надійності штангових колон, а саме:

- середню довговічність колони, яка досягає 18-20 млн. циклів; (слід зазначити, що середній ресурс штангової колони за даними Лепехіна [17] в умовах Західного Сибіру складає 15,8 млн. циклів);
- середній наробіток штангової колони на відмову, який не перевищує 10 млн. циклів; (за Лепехіним наробіток на відмову складає в Сургуті – 5,58 млн. циклів, в Стрежевому – 8,88 млн. циклів);
- інтенсивність відмов колон, яка складає $(0,9-1,4) \times 10^{-6}$ ц⁻¹.

Підвищення навантаження на головку балансира з 50-60 МПа до 70-80 і далі до 110-140 МПа різко (на 20-30 %) знижує ймовірність безвідмовної роботи колони в початковий період її роботи. В першу чергу це викликано впливом технологічних дефектів і незадовільним кріпленням штанг з муфтами. Отримані результати дозволяють обґрунтувати періодичність профілактичного огляду колон, їх дефектоскопію і заміну.

Для розрахунків довговічності є необхідним знання параметрів кривої втомної довговічності насосних штанг в корозійних умовах. Слід відмітити праці [22, 28, 95, 104], в яких досліджені питання побудови кривих корозійної втоми натурних насосних штанг та зразків з них.

Проведений аналіз літературних джерел за темою дисертації дозволив виділити такі задачі досліджень.

Постановка задач досліджень:

- Здійснити статистичний аналіз аварійності елементів КНШ і визначити вплив експлуатаційних факторів на їх довговічність.

- Розробити методику аналітичного розрахунку напружень і зусилля притискання КНШ до стінки насосно-компресорних труб (НКТ) на викривлених ділянках
- Удосконалити засоби вимірювання зусиль, що діють у верхній частині штангової колони.
- Провести експериментальні дослідження з оцінки навантаженості КНШ в експлуатаційних умовах та розробити розрахунково-експериментальний метод раціонального вибору кінематичних характеристик приводу.
- Удосконалити розрахункові методики оцінки навантаженості КНШ.
- Розробити методику прогнозування довговічності КНШ в конкретних умовах експлуатації.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ НАСОСНИХ ШТАНГ

2.1. Методика експериментальних досліджень навантаженості КНШ в експлуатаційних умовах

Мета дослідження – розробити методику та засоби експериментального дослідження навантажень в штанговій колоні в процесі експлуатації свердловинної штангової глибинонасосної установки.

Задачі дослідження:

- проаналізувати переваги та недоліки, пов'язані з використанням існуючих засобів визначення навантаженості штангової колоні;
- проаналізувати методики експериментального визначення навантажень штангової колоні;
- вдосконалити конструкцію гідравлічного динамографа з метою полегшення обробки результатів вимірювань на ПЕОМ;
- розробити методику обробки результатів вимірювань.

2.1.1. Обґрунтування методу експериментального визначення навантаженості штангової колоні.

На даний час існують наступні методи контролю за роботою верстата-качалки:

1 Контроль рівня рідини в свердловині, при якому установка відключається, коли рівень рідини досягає прийому насоса (використовується для періодичної експлуатації) [105].

2 Контроль витрати чи тиску рідини, яка поступає з свердловини на поверхню, при якому установка відключається, коли величини цих параметрів зменшуються нижче допустимих значень [106, 107].

3 Контролюється зміна величини струму електродвигуна, тобто відмінність величин струму при ході плунжера вверх і вниз від середніх значень струму [108].

4 Динамографічний метод. Діагностування стану глибинних насосів згідно з даними наземних вимірів сигналів зусилля на полірованому штоці і переміщення [109].

5 Ватметрографічний метод. Показником роботи станка-качалки є потужність, що використовується з мережі електродвигуном приводу установки [110].

6 Контроль вібрацій полірованого штока [111].

Усі ці методи мають свої переваги та недоліки.

На даний час динамографічний та ватметрографічний методи – два найпоширеніші методи контролю за роботою верстата-качалки.

При динамометруванні інформацію про технічний стан підземної частини штангової свердловинної насосної установки отримують у вигляді залежності зусилля на гирловому штоці від ходу точки підвісу штанг $P=f(S)$ (динамограми).

На нафтових родовищах України основним методом, за яким визначається навантаження в верхній частині штангової колони та проводиться аналіз технічного стану свердловинного обладнання, залишається метод аналізу динамограм, отриманих за допомогою гідравлічних динамографів.

Ці прилади широко використовуються на нафтовидобувних підприємствах вже понад 50 років і тому оператори мають значний досвід по їх зняттю та обробці і можуть з їх допомогою визначати не тільки максимальні та мінімальні навантаження, але й технічний стан свердловинного обладнання. Запис навантаження відбувається при одночасному переміщенні паперової стрічки, яка рухається по столику динамографа, та відхиленні пера пишучого пристрою. Суттєвим недоліком

цього методу є складність обробки динамограм, які отримують на паперовому носії, тому що досить часто динамограми мають вигляд важкий для якісного аналізу (рис.2.1).

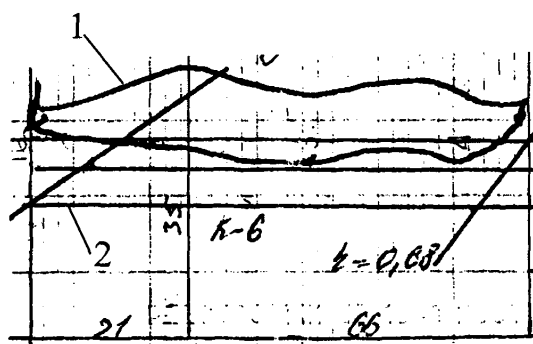
Методика розшифровки динамограм розроблена вже давно [111] і полягає в порівнянні теоретичної та практичної динамограм, а також визначенні відхилень форми графіка практичної динамограми, які можуть бути наслідком змін технічного стану свердловинного насоса, параметрів газорідинної суміші, наявності витікань в колоні насосно-компресорних труб і т.д. За роки експлуатації свердловин на нафтовидобувних підприємствах операторами накопичено значний досвід роботи з гідравлічними динамографами, що можна віднести до переваг аналізу навантаженості штангової колони за допомогою динамограм.

Значним недоліком цих приладів є складність обробки результатів вимірювань за допомогою ПЕОМ. Так, для того, щоб отримати можливість розрахунку навантажень, динамограму потрібно відсканувати, оцифрувати для занесення масиву точок в програму обробки.

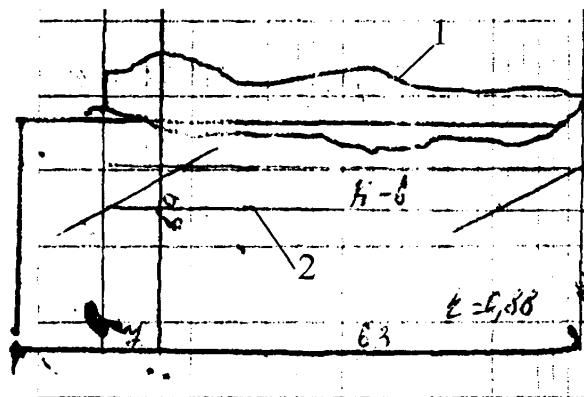
З метою аналізу похибки даного методу проведено обробку динамограми, знятої на 88 свердловині Довбушансько-Бистрицького родовища НГВУ “Надвірнанафтогаз” (рис. 2.2) двома методами: графічним та за допомогою ПЕОМ. Встановлено, що графік навантаження відповідає динамограмі з низькою посадкою плунжера. Для порівняння результатів в обох випадках були вибрані характерні точки максимумів та мінімумів й визначено навантаження, що діє в цих точках (табл. 2.1).

Як видно з табл. 2.1 при переведенні гідравлічної динамограми для обробки в ПЕОМ для більшості точок відхилення в результатах не перевищує 5% і тільки в 3 точках складає 5.6%, 6.93% та 7.2% відповідно. Оскільки похибка вимірювання зусиль гідравлічним динамографом складає $\pm 2\%$, то найбільша розбіжність при обробці графіка навантаження може складати біля 10%. Тобто такий метод для аналізу навантаженості штангової

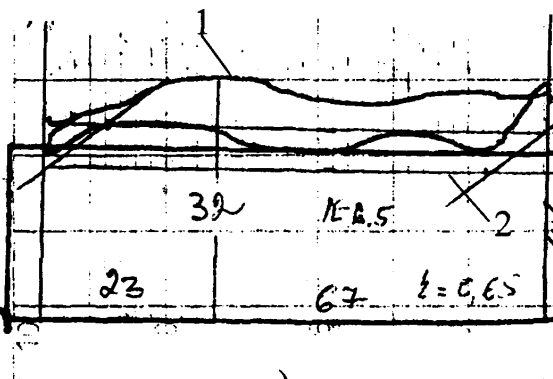
колони прийнятний тільки для формування комп'ютерної бази даних динамограм, знятих гідравлічним динамографом в попередні роки.



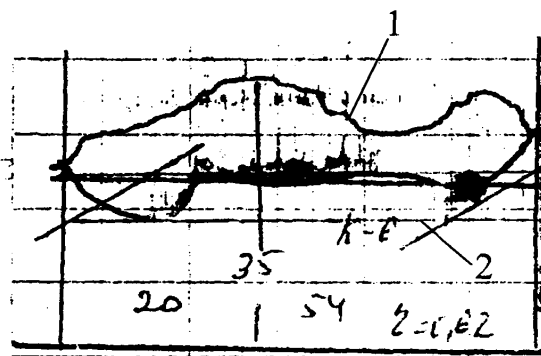
a)



б)



в)

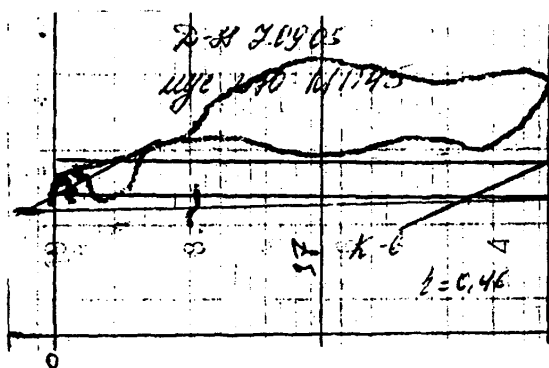


г)

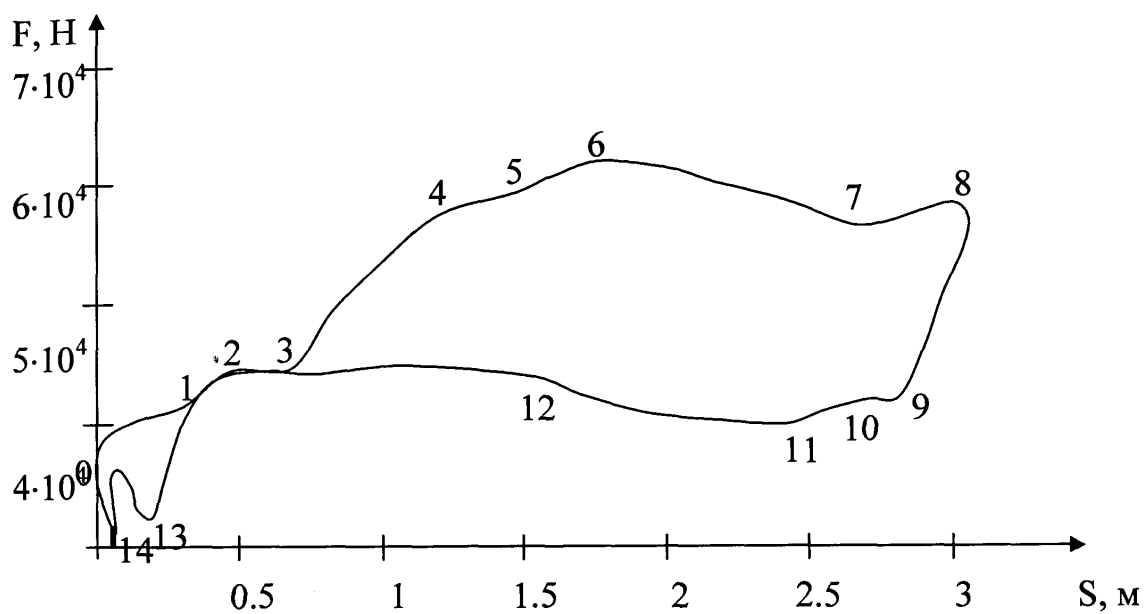
Рис. 2.1. Динамограми, отримані на свердловинах Довбушансько-Бистрицького родовища НГВУ "Надвірнанафтогаз":

а) – № 4; б) – № 53; в) – № 90; г) – № 93:

1 – експериментальні; 2 – теоретичні, побудовані згідно з існуючою методикою.



a)



б)

Рис. 2.2. Вигляд динамограми св. № 88:

а) – на паперовому носії після сканування;

б) – після оцифрування та введення в програму обробки.

Для аналізу навантажень, які діють в точці підвіски штанг, за допомогою ПЕОМ доцільно користуватись інформаційно-виміральною системою з безпосереднім отриманням результатів вимірювань, наприклад, від давачів сили.

Таблиця 2.1.

Порівняння навантажень, визначених безпосередньо з гідравлічної динамограми та після її обробки на ПЕОМ

№ точки	Навантаження визначені по динамограмах, кН		Похибка, %
	Гідравлічній	Сканованій	
0	34.11	36.57	7.2
1	40.08	41.69	4
2	44.34	44.64	0.6
3	44.34	44.22	0.27
4	57.98	56.99	1.71
5	61.39	58.49	4.7
6	61.73	61.02	1.16
7	56.28	55.72	0.98
8	54.57	57.65	5.6
9	42.63	42.53	0.2
10	44.34	41.26	6.93
11	40.08	39.76	0.78
12	45.19	43.61	3.5
13	30.7	32.11	4.6
14	30.7	31.69	3.23

В останні роки бурхливий розвиток комп'ютерної техніки вплинув і на методи динамометрування верстатів-качалок, при цьому значне місце відводиться обробці інформації за допомогою ПЕОМ [111, 112]. Виникли

нові підходи до визначення навантажень верхньої частини штангової колони [113]. В динамографічному методі змінились засоби вимірювання, широко почали використовуватись комп'ютерні системи, які інформацію про навантаження отримують за допомогою давачів зусиль (тензодинамографів) [114, 115], які складаються з пружного елемента та наклеєних на нього тензодавачів. Відомі сучасні фірми [116], які пропонують давачі зусиль широкого діапазону вимірювання навантажень.

Застосування таких систем вимірювання та контролю навантажень дозволяє суттєво зменшити кількість аварій свердловинного обладнання.

Так, американською організацією РТТС (Petroleum Technology Transfer Council) представлено результати аналізу аварійності на свердловинах Західного Техасу, проведеного на протязі десяти років з 1991р. по 2001р. після початку застосування комп'ютерної системи зняття та обробки динамограм (рис. 2.3) [150].

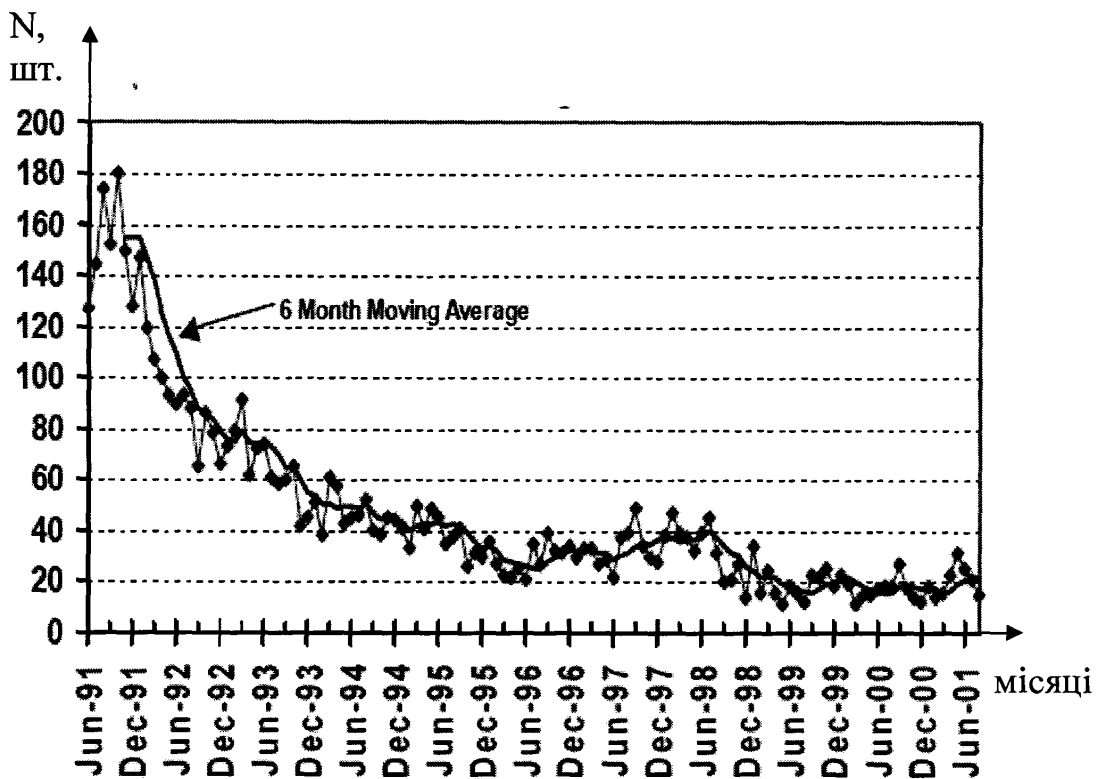


Рис. 2.3. Кількість аварій на свердловинах Західного Техасу за 10 років.

Як видно, зменшення кількості аварій відбулося особливо різко на протязі перших двох років після впровадження комп'ютерної системи аналізу.

Проте незважаючи на те, що конструкція тензодинамографа дозволяє проводити вимірювання зусиль, що діють на полірований шток ШСНУ, існують певні недоліки, які можуть впливати на похибку вимірювання навантажень цим пристроєм. В основному вони пов'язані з тим, що тензодавач з'єднується з пружним елементом через шар клею і якість такого з'єднання суттєво впливає на результати вимірювання. На результати вимірювання також впливає велика база тензодавача, і як наслідок, вимірювання деформації пружного елемента на певній його площі, що забезпечує отримання не конкретних значень деформацій, а їх середніх величин.

2.1.2. Розробка вдосконаленої конструкції гідравлічного динамографа.

На наш погляд, можна визначити й інший підхід до розвитку методів динамометрування – це вдосконалення конструкції існуючих гідравлічних динамографів. Оскільки недоліки гідравлічного динамографа пов'язані насамперед з частиною запису та обробки інформації, то для можливості введення результатів вимірювань безпосередньо на ПЕОМ проведено доробку конструкції гідравлічного динамографа з використання сучасного давача малих переміщень (рис.2.4).

Для цього на нижній планці силовимірювального вузла гідравлічного динамографа розміщено індуктивний давач малих переміщень, за допомогою якого визначається величина зміни зазору між нижньою та верхньою планками динамографа. Сигнал давача оцифровується в аналого-цифровому перетворювачі та обробляється на ПЕОМ.

Проведено експериментальну перевірку інформаційно-вимірювальної системи для визначення похибки вимірювання.

Загальновідомо, що похибка результату вимірювань зумовлена багатьма характеристиками вимірювального процесу, в тому числі і похибкою засобу вимірювання [117].

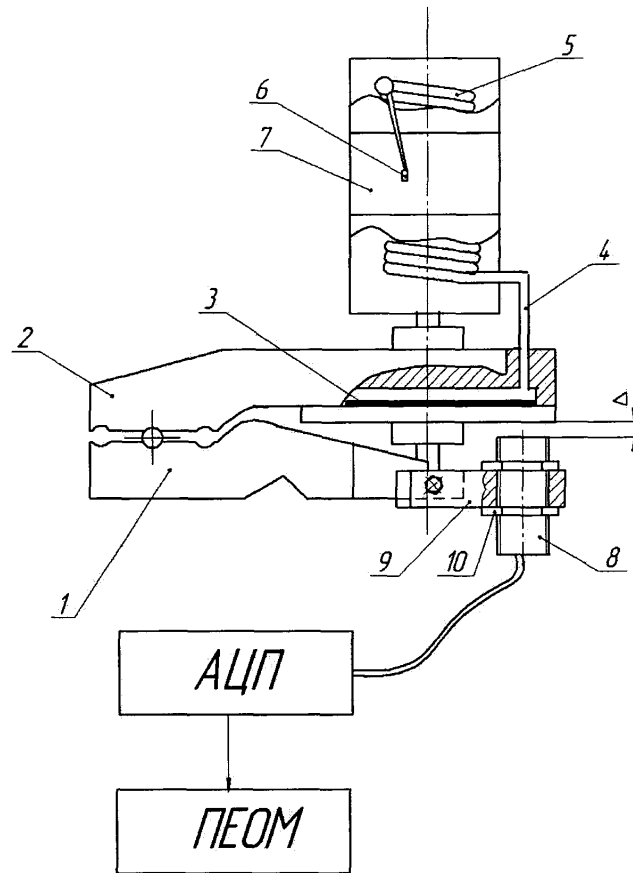


Рис. 2.4. Гідравлічний динамограф з розміщеним індуктивним давачем малих переміщень:

1 – нижня планка силовимірювального вузла; 2 - верхня планка силовимірювального вузла; 3 – пружна діафрагма; 4 - капілярна трубка, 5 – геліксна пружина, 6 – перо, 7 – столик з паперовим носієм; 8 – індуктивний давач малих переміщень; 9 – планка; 10 – гайки фіксації первинного перетворювача.

До числа факторів, що викликають похибку вимірювання гідравлічним динамографом, крім похибки самого силовимірювального елемента (пружної діафрагми), відносяться: похибки методу вимірювання, властивості каналу

зв'язку (капілярна трубка, гелікоїдна пружина, похибки кроку привідного черв'ячного механізму столика), суб'єктивні похибки оператора.

Оскільки метод вимірювання за допомогою індуктивного давача малих переміщень є безконтактними і обробка та передача інформації здійснюється в цифровому коді, то вказані похибки є або відсутні, або суттєво менші за похибки власне засобу вимірювання, тому більш детально розглянемо інструментальні похибки. Складовими похибки засобу вимірювання є: похибка повторюваності 6 мкм; нерівномірність вихідного струму ± 30 мкА при діапазоні вихідного сигналу $0 \div 20$ мА; похибка взірцевого опору навантаження номіналом 150 Ом, яка складає 0,1%; похибка аналого-цифрового перетворення $\pm 0,048$ В при діапазоні вхідного сигналу по напрузі $0 \div 3$ В; похибка давача температури з цифровим виходом $\pm 0,5\%$. Використання давача температури дозволяє компенсувати температурний дрейф значення вихідного сигналу первинного перетворювача, що складає $\pm 1\%/^{\circ}\text{K}$. Компенсація цієї похибки вводиться шляхом цифрового перерахунку значення вихідного сигналу в мікроконтролері, що містить АЦП і забезпечує взаємозв'язок з персональним комп'ютером. Ще одним критичним параметром, що впливає на похибку засобу вимірювання, є допуск на точність налагодження початку відліку, який для використовуваного первинного перетворювача складає значну величину $\pm 5\%$ значення вихідного сигналу. Щоб компенсувати цю похибку, на початку вимірювань здійснюють реєстрацію сигналу при відсутності зазору. Це значення виміряного сигналу запам'ятовується у флеш-пам'яті і приймається в подальшому як базове нульове значення та віднімається від показів первинного перетворювача в процесі подальших вимірювань автоматично в мікроконтролері. З врахуванням вищенаведеного границя приведеної похибка вимірювання положення в робочому температурному діапазоні ($-10 \dots +70$ °С) складає максимально 1,5% при забезпеченні коефіцієнта перетворення первинного перетворювача 4 мА/мм.

Для перевірки можливості використання даного давача проведено побудову його характеристики – залежності вихідної напруги від зазору Δ до металевої поверхні (рис.2.5).

При визначенні характеристики планка 2 з давачем 3 були нерухомими, а зазор Δ змінювався за допомогою мікрометричного глибиноміра, ціна поділки якого складає 0,01 мм.

При проведенні тарування експеримент повторювався 5 разів.

Середнє значення отриманих результатів визначали за формулою:

$$U_{сер} = \frac{U_1 + U_2 + \dots + U_5}{5}. \quad (2.1)$$

Абсолютні похибки вимірювання знаходили за виразом:

$$\Delta U_1 = U_{сер} - U_1;$$

$$\Delta U_2 = U_{сер} - U_2;$$

.....

$$\Delta U_5 = U_{сер} - U_5.$$

$$\Delta U_{сер} = \pm \frac{|\Delta U_1| + |\Delta U_2| + \dots + |\Delta U_5|}{5}. \quad (2.2)$$

Відносна похибка вимірювання

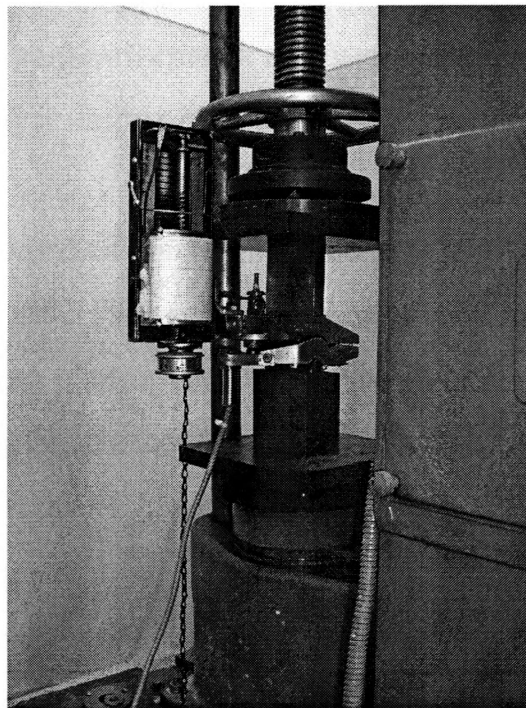
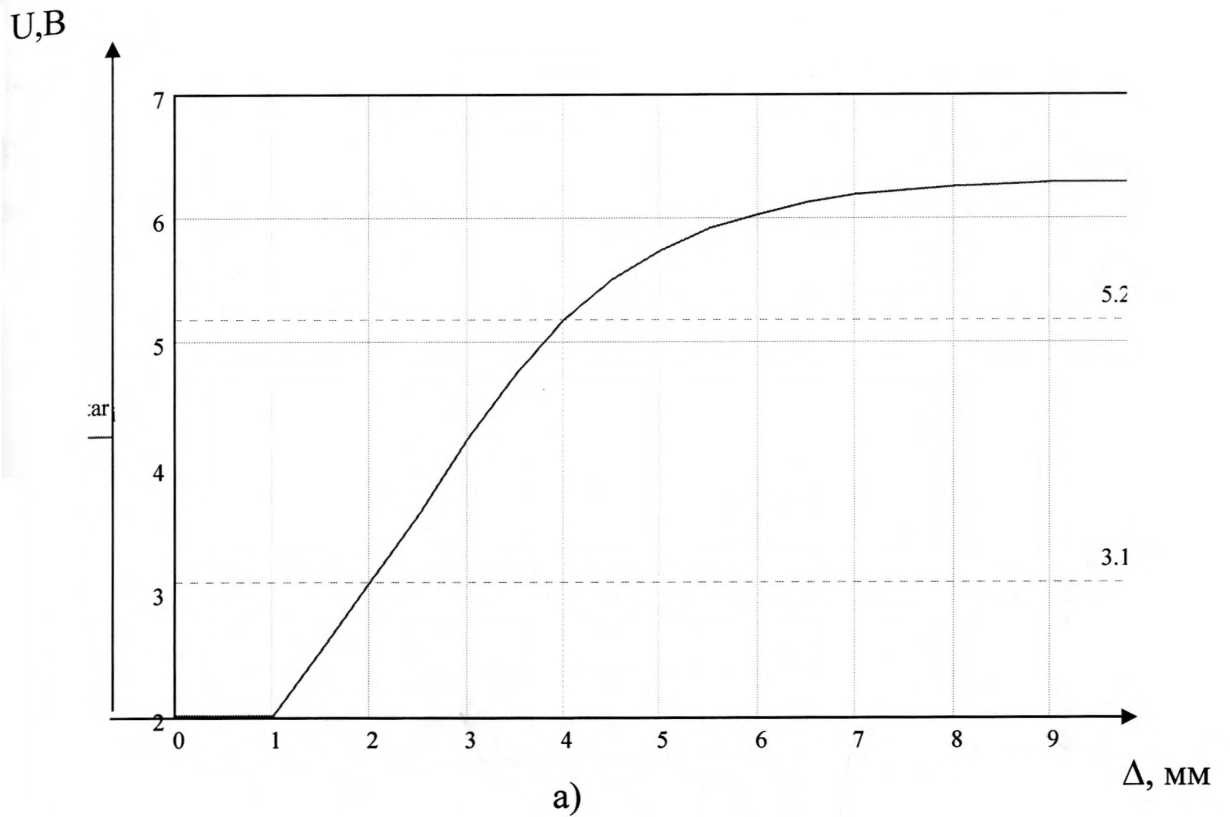
$$B = \pm \frac{\Delta U_{сер}}{U_{сер}} \cdot 100\%. \quad (2.3)$$

Результати вимірювань при проведенні тарування наведені в табл.2.2.

Таблиця 2.2

Тарування вимірювальної системи

Навантаження, кН	Дані замірів					Похибки вимірювання		
	U_1	U_2	U_3	U_4	U_5	$U_{сер}$	$\Delta U_{сер}$	$B, \%$
0	2.8649	2.8644	2.8658	2.8644	2.8641	2.8647	$\pm 5.02 \cdot 10^{-4}$	0.018
10	2.8344	2.832	2.8289	2.8262	2.8257	2.8294	$\pm 3.015 \cdot 10^{-3}$	0.107
20	2.8714	2.8645	2.8579	2.8472	2.8403	2.8562	$\pm 1 \cdot 10^{-2}$	0.35
30	2.8528	2.7954	2.8824	2.826	2.7757	2.8265	$\pm 3.3 \cdot 10^{-2}$	1.165



б)

Рис. 2.5. Тарування динамографа з індуктивним датчиком малих переміщень:
 а)- залежність вихідної напруги індуктивного давача переміщення від величини зазору до металевої поверхні;
 б) – вдосконалений гідравлічний динамограф при перевірці на пресі П-10.

За результатами вимірювань побудовано тарувальний графік (рис. 2.4а), а для визначення залежності зміни зазору Δ від навантаження проведено ряд експериментів на пресі П-10, який може створювати навантаження до 100 кН (рис. 2.6).

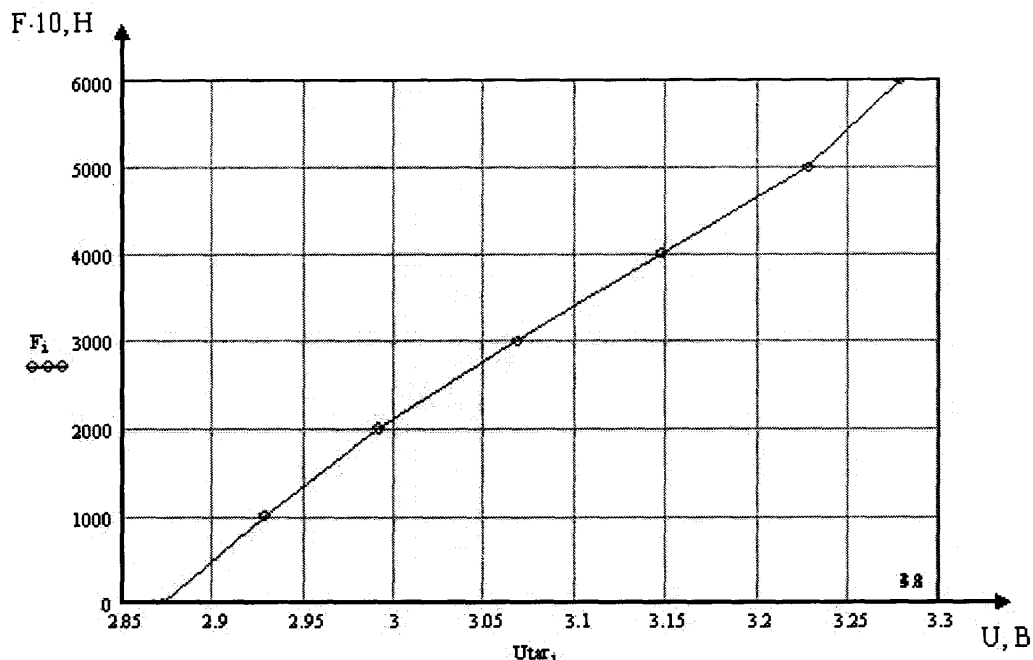


Рис. 2.6. Тарувальний графік динамографа ГМД-3 зі встановленим індуктивним давачем малих переміщень.

У табл. 2.3 наводяться значення максимального навантаження, яке діє в точці підвіски штанг ШСНУ, розраховані за умови динамічного рівня рідини на прийомі насоса, для різних глибин спуску та кількості качань від 6 до 12 за хв. Згідно з тарувальною характеристикою і табл. 2.3 гідравлічний динамограф з індуктивним давачем можна використати для вимірювання навантажень у діапазоні від 0 до 60 кН, оскільки відносна похибка вимірювання не перевищує 0.044%. Найменшу похибку вимірювання можна отримати для діапазону навантаження від 20 до 50 кН.

Таким чином, у результаті проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

- Використання індуктивного давача переміщення в існуючих конструкціях гідравлічних динамографів дає змогу поєднати візуальність гідравлічної

динамограми з обробкою результатів вимірювання на ПЕОМ, застосовуючи сучасні програми обробки інформації.

- Удосконалений динамограф доцільно використовувати для глибин підвіски насоса до 1000 м – практично для всіх діаметрів; для глибини підвіски до 1500 м – для насосів діаметром до 44 мм; для глибини підвіски до 2000 м – для насосів діаметром до 32 мм.

Таблиця 2.3

Залежність максимальної сили від діаметру плунжера глибинного насоса та числа його качань (довжина ходу плунжера 3 м)

Тип насосу		RH-29	RH-32, HB1-B-32	HB1-B- 44	TH-57	TH-70	TH-95	
$d_{пл}$, мм		29	32	44	57	70	95	
$n_{кр}$ кач/хв.		Глибина підвіски – 1000м						
	6	F_{max} , кН	28.2	29.4	35.7	44.7	56.1	84.4
		F_{min} , кН	24.34	24.7	26.8	29.8	33.6	43
8	F_{max} , кН	29.4	30.7	36.9	46	57.3	85.6	
	F_{min} , кН	25.5	26	28.1	31.1	34.8	44.2	
		Глибина підвіски – 1500м						
6	F_{max} , кН	43.4	45.3	54.7	68.2	85.2	120.8	
	F_{min} , кН	36.8	38.7	39.5	42.7	46.7	49.9	
8	F_{max} , кН	45.3	47.3	56.5	70	87	129.5	
	F_{min} , кН	38.7	39.3	41.3	44.5	48.5	58.6	
		Глибина підвіски – 2000м						
6	F_{max} , кН	59.4	61.9	74.5	92.5	115.2	-	
	F_{min} , кН	50	50.5	52.9	56.3	52.6	-	
8	F_{max} , кН	63.2	65.7	78.3	96.3	119	-	
	F_{min} , кН	53.8	54.3	56.7	60.1	56.4	-	
		Глибина підвіски – 2500м						
6	F_{max} , кН	75.8	79	94.6	117.1	-	-	
	F_{min} , кН	63.7	64.2	66.7	70.1	-	-	
8	F_{max} , кН	79.8	82.9	98.5	121	-	-	
	F_{min} , кН	67.7	68.1	70.6	74.2	-	-	

Для перевірки вдосконаленого динамографа визначені наступні задачі експериментального дослідження:

1. Зняти навантаження, що діє в точці підвіски штанг за допомогою гідравлічного динамографа.
2. Провести розшифровку динамограми, отриманої на паперовому носії за допомогою загальноприйнятої методики.
3. Встановити вдосконалений гідравлічний динамограф.
4. Провести вимірювання навантаження.
5. Провести розшифровку результатів вимірювань згідно уточненої методики розрахунку.
6. Провести порівняння результатів розрахунків.

2.2. Методика експериментальних досліджень корозійно-втомної довговічності НШ

Експериментальні дослідження довговічності насосних штанг з різним ступенем корозійно-втомного пошкодження проводили на випробувальній установці ІКШ-25, принципова схема якої наведена на рис. 2.7.

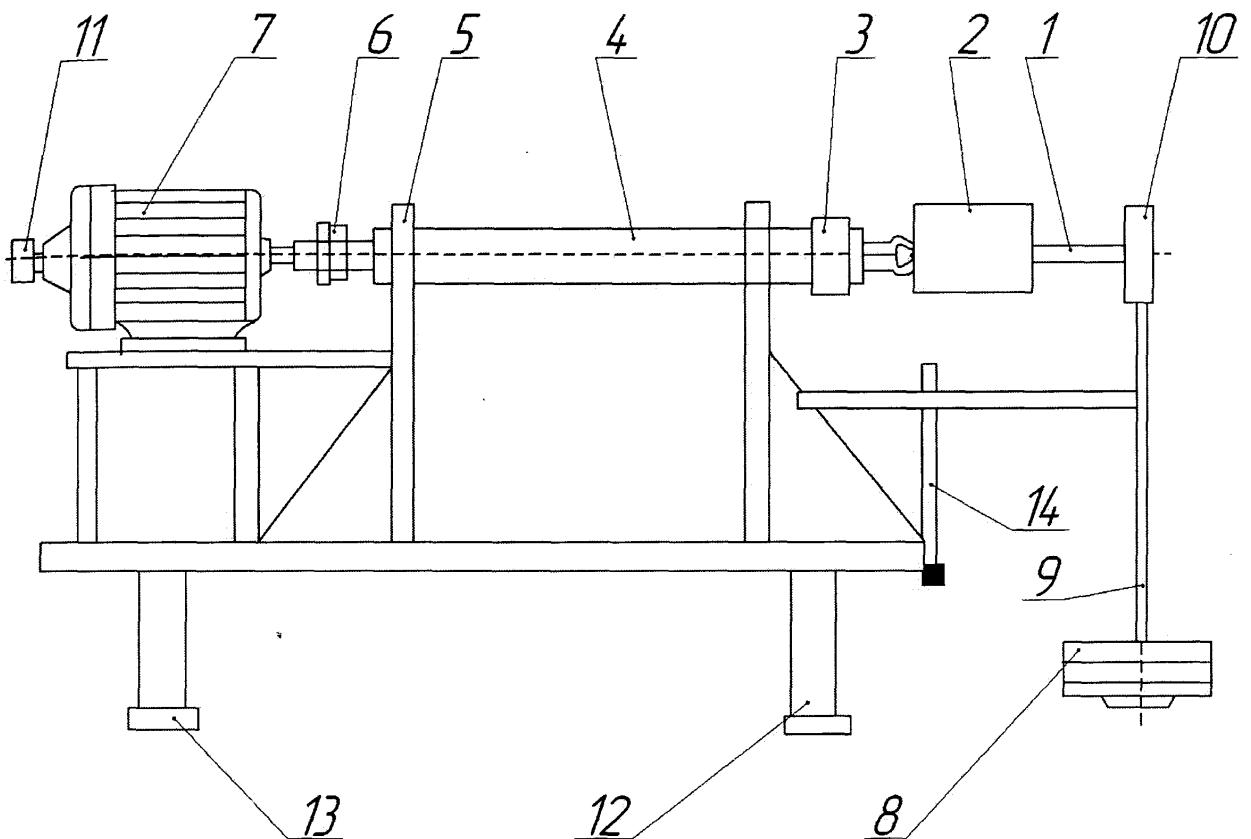


Рис. 2.7. Принципова схема установки ІКШ-25.

Зразок 1 з камерою 2 для робочого середовища закріплюють в цанговому затискачі 3 вала 4, який обертається на опорах кочення, вмонтованих в стійках 5. Обертання вала 4 передається від електродвигуна 7 через пальцеву муфту 6. Зразок навантажується гирями 8, які кладуться на тарілку підвіски 9 навантажувальної головки 10. Для реєстрації кількості циклів навантажування на другому кінці вала електродвигуна встановлений лічильник обертів 11. Установка змонтована на рамі 12 з амортизаційними подушками 13. В момент руйнування зразка двигун зупиняється кінцевим вимикачем, розміщеним на важелі 14.

Натурні зразки (рис. 2.8) відрізали від насосних штанг діаметром 19 мм, виготовлених зі сталі 20Н2М згідно з ГОСТ 13877-80, різного ступеня пошкодження (нові, після 4 і 8 років експлуатації на глибині 1000 м).

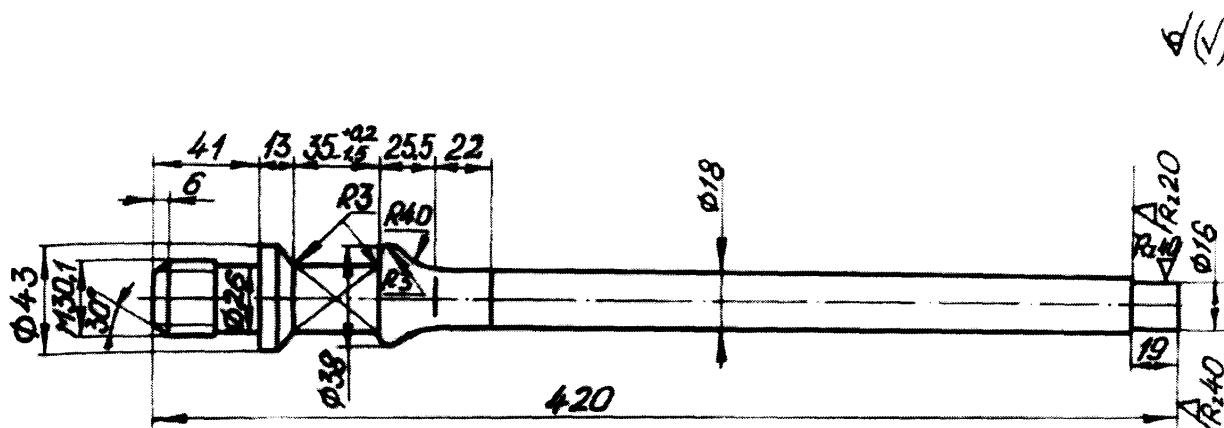


Рис. 2.8. Натурний зразок для корозійно-втомних випробувань.

Фізико-механічні характеристики матеріалу штанг наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Фізико-механічні характеристики натурних зразків штанг зі сталі 20Н2М

Границя міцності, МПа	Границя плинності, МПа	Відносне		Ударна в'язкість, Дж/см ²	Твердість серцевини, НВ не більше
		видовження, %	звуження, %		
740	560	18	36	82,5	183

Дослідження проводили при консольному згині з обертанням (симетричний цикл навантаження) з частотою 15,2 Гц в середовищі водонафтової суміші (80% пластової води хлоркальцієвого типу з мінералізацією 100 г/л), яка є характерною для Пасічнянського родовища.

Напруження, які виникають в небезпечному перерізі НШ, визначали за формулою:

$$\sigma = \frac{Fh_n}{W}, \text{ МПа}, \quad (2.4)$$

де $W = \frac{\pi d_{шт}^3}{32}$, мм³ – момент опору небезпечного перерізу НШ.

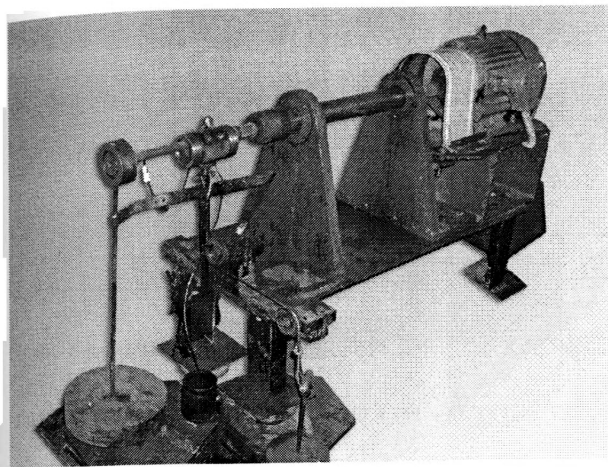
Дослідження проводили при різному навантаженні з умови одержання повної картини довговічності в багатоцикловій області (в межах $10^5 \dots 2,5 \cdot 10^8$ циклів). Методика обробки експериментальних результатів наведена в п. 3.4.

2.3. Методика фрикційних корозійно-втомних досліджень насосних штанг

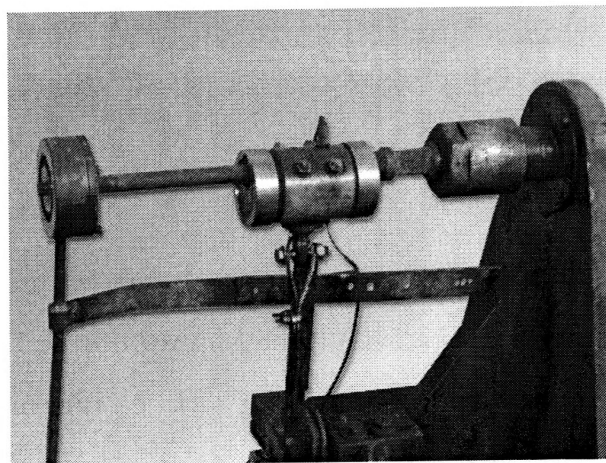
Відомо, що зношування найчастіше відбувається в нижній частині КНШ, де через складний напружений стан нерідко насосні штанги ламаються через корозійно-втомні пошкодження. Таким чином, маємо справу з цілим комплексом руйнівних факторів, які одночасно впливають на насосну штангу: втомою, корозією і зношуванням. Для вірної оцінки довговічності чи залишкового ресурсу насосних штанг необхідно знати їх параметри опору руйнування, що неможливо зробити без проведення експериментальних досліджень. На сьогоднішній час немає методик, які б дозволили вирішити це завдання. Тому однією із задач роботи є розробка методики дослідження насосних штанг на корозійно-фрикційну втому.

Для насосних штанг найбільш актуальним є вирішення прямої задачі трибофатики, тобто визначення впливу зношування на опір втомі. Задача ускладнюється непрогнозованим впливом корозійного середовища як на два основні руйнівні фактори, так і на їх взаємодію. Нами пропонується використання установки на круговий згин натурних насосних штанг (див. рис. 2.7). Загальний вигляд установки наведено на рис. 2.9а. Для реалізації процесу зношування в корозійному середовищі в зоні прогнозованого злому штанги розроблено спеціальну насадку (рис. 2.9б), яка монтується на тілі натурального зразка насосної штанги. Принципова схема насадки показана на рис. 2.10.

Насадка складається з корпусу 1, кришок 2, вирізки з НКТ 3, навантажувального болта 4, штуцера подачі 5 та зливу 6 корозійного середовища, ущільнюючих кілець 7.



а



б

Рис. 2.9. Установка для корозійних зносовтомних випробувань насосних штанг:

а – загальний вигляд;

б – насадка для корозійного зношування.

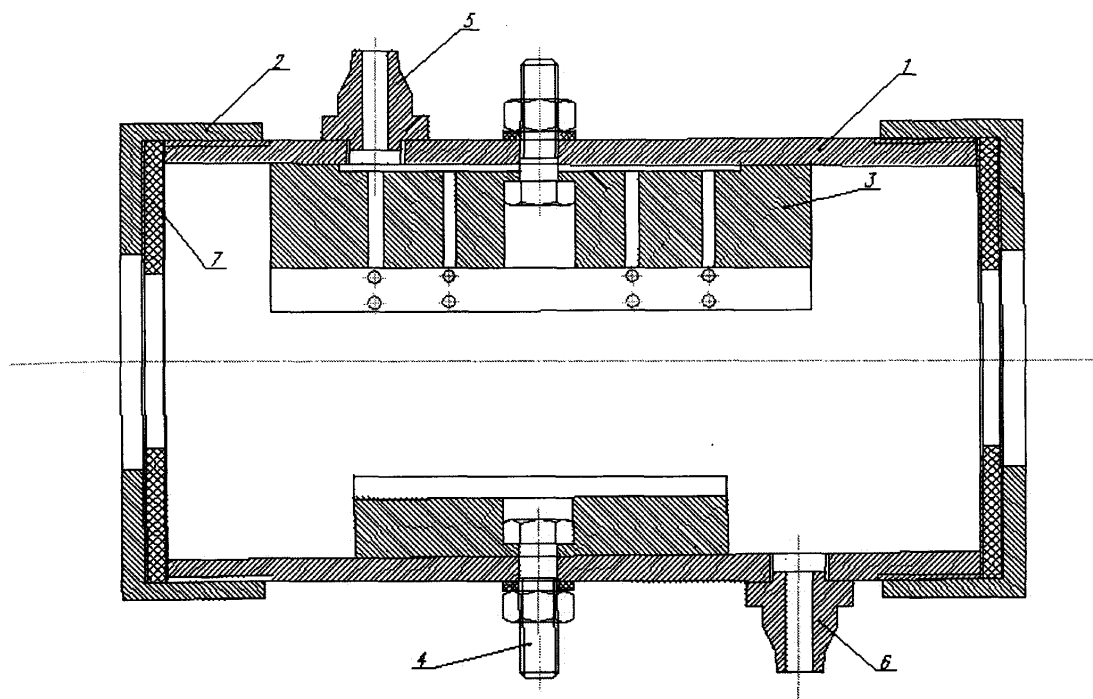


Рис. 2.10. Конструкція насадки.

У вирізці з НКТ висвердлені отвори з діаметром 2 мм для безперешкодного доступу робочої рідини до ділянки фрикційного контакту зразка. Зважаючи на значні часові затрати на проведення втомних випробувань, не менш важливою і актуальною задачею є правильне планування експерименту, а саме, вибір зусилля притискання насосної штанги до НКТ. Основне завдання, яке необхідно вирішити в першу чергу, це – наскільки суттєвий вплив на опір корозійній втомі справляє фрикційна складова та чи шкідливий він, чи, навпаки, корисний. Тому ми зупинилися на порівняльних випробуваннях з побудовою кривих корозійно-втомної довговічності без і з зношуванням при зусиллі притискання, яке найбільш типове для більшості свердловин.

Дослідження [14, 57] показують, що таким зусиллям можна прийняти 30..100 Н. Нами вибрано менше значення (30 Н) з умови недопущення значного підвищення температури в зоні тертя через неминучу інтенсифікацію процесу, яка є в основі експериментальних втомних досліджень. Замітимо, що питання інтенсифікації зношування при

проведенні фрикційно-втомних випробувань є одним з найбільш дискусійних питань, яке ще не вирішено на теоретичному рівні. Одним із можливих шляхів її вирішення є проведення корозійно-втомних випробувань з наведенням разових пошкоджень зношування.

Параметри установки, навантаження, корозійного середовища та натурних зразків штанг наведені в п. 2.2.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено методику та засоби експериментального дослідження навантажень в штанговій колоні в процесі експлуатації штангової свердловинної насосної установки. Проаналізовано переваги та недоліки, пов'язані з використанням існуючих засобів визначення навантаженості штангової колони та методик експериментального визначення навантажень штангової колони
2. Удосконалено конструкцію гідравлічного динамографа з метою полегшення обробки результатів вимірювань на ПЕОМ. Розроблено методику обробки результатів вимірювань.
3. Розроблено методику та засоби експериментального дослідження фрикційної корозійно-втомної довговічності натурних насосних штанг.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ НАСОСНИХ ШТАНГ

3.1. Вплив параметрів газорідинної суміші на навантажування КНШ

Основними змінними параметрами обладнання ШСНУ, від яких залежить навантажування верстата-качалки, є [118]:

- а) кількість качань балансира в хвилину;
- б) довжина ходу точки підвіски штанг;
- в) глибина підвіски насоса;
- г) діаметр штанг та плунжера;
- д) густина газорідинної суміші в свердловині;
- е) динамічний рівень рідини в свердловині;
- ж) гирловий (лінійний) тиск;
- з) тиск газу в затрубному просторі.

Розрахунок максимальних та мінімальних значень сили, що діє в точці підвіски штанг використовується при визначення діючих напружень в штанговій колоні. Параметри а) - г) – регульовані, тобто їх значення задається при виборі необхідного режиму відкачування і залишається постійним на протязі всього періоду роботи верстата-качалки. Параметри д) - з) залежать від стану газорідинної суміші в свердловині і можуть змінюватись в процесі її експлуатації. Від співвідношення цих параметрів залежать діючі навантаження на верстат-качалку та діючі максимальні зусилля в штанговій колоні.

Для визначення впливу змінних параметрів газорідинної суміші запишемо відому формулу для визначення навантажень [119], які діють в верхній частині штангової колони без врахування сил інерції та з

врахуванням сили, що діє на плунжер насоса зі сторони стовпа рідини за НКТ:

$$\begin{cases} F_{max} = F_{утр} + F_p - F_{np} \\ F_{min} = F_{утр} - F_{np} \end{cases}, \quad (3.1)$$

$$\text{де } F_{утр} = F_{ум} \cdot b_{арх} = F_{ум} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{рід}}{\rho_{ум}}\right).$$

Гідростатичний тиск рідини для руху штанг вгору запишемо з врахуванням тиску динамічного рівня рідини за трубами НКТ:

$$G_{рід} = (p_{тр} - p_{пр}) \cdot A_{пл} = [(L \cdot \rho_{рід} - L_{дин} \cdot \rho'_{рід}) \cdot g + p_{зирл} - p_{затр}] \cdot A_{пл}. \quad (3.2)$$

При визначенні мінімального навантаження також врахуємо тиск рідини на прийомі насоса, при цьому нехтуючи втратами тиску в клапанах насоса:

$$F_{np} = (L_{дин} \cdot \rho_{рід} \cdot g - p_{затр}) \cdot A_{пл}. \quad (3.3)$$

Таким чином формули (3.1) запишуться як:

$$\begin{cases} F_{max} = G_{ум} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{рід}}{\rho_{ум}}\right) + [(L - L_{дин}) \cdot \rho_{рід} \cdot g + p_{зирл} - p_{затр}] \cdot A_{пл} \\ F_{min} = G_{ум} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{рід}}{\rho_{ум}}\right) - (L_{дин} \cdot \rho_{рід} \cdot g + p_{затр}) \cdot A_{пл} \end{cases}. \quad (3.4)$$

Насамперед розглянемо вплив сили гідростатичного тиску рідини на прийомі плунжера насоса, яка визначається згідно з формулами (3.2) та (3.3), на максимальне та мінімальне значення навантаження. Вважаємо, що густина газорідинної суміші, яка знаходиться в НКТ та за їх межами в експлуатаційній колоні, є однаковою.

Діапазон зміни параметрів свердловинного обладнання приводиться в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Діапазон можливої зміни параметрів глибинного обладнання

Параметр	$A_{пл}$, мм	L , м	$L_{дин}$, м	$\rho_{рід}$, кг/м ³	$p_{гирл}$, МПа	$p_{затр}$, МПа
Мін.	28	700	0	600	0,5	0,1
Макс.	95	2200	2200	1000	2	15

Результати розрахунків залежності сили тиску на плунжер глибинного насоса, яка діє при ході штанг вниз і є складовою мінімального навантаження, представлені на рис. 3.1. При низькому динамічному рівні, який складає до 100 м від прийому насоса, в залежності від густини рідини ця сила може досягати $0.4 \div 0.65$ кН для насоса з діаметром плунжера 28 мм та 4.8 кН \div 7.7 кН для насоса з діаметром плунжера 93 мм. При цьому зміна густини газорідинної суміші від $\rho_{рід} = 1000$ кг/м³ до $\rho_{рід} = 600$ кг/м³ призводить до зростання навантаження на $\Delta F_1 = 0.25$ кН для насоса з діаметром плунжера 28 мм та на $\Delta F_1 = 2.9$ кН для насоса з діаметром плунжера 93 мм. Тобто залежність навантаження від густини рідини зростає при збільшенні діаметра насоса. Збільшення динамічного рівня рідини за трубами НКТ призводить до зростання сили тиску за лінійним законом і залежить від густини газорідинної суміші. Так, наприклад, для насоса з діаметром плунжера 28 мм при динамічному рівні 400 м та густині суміші $\rho_{рід} = 600$ кг/м³ (вміст води менше 10%, високий газовий фактор), $F_{np} = 1.51$ кН, а при густині $\rho_{рід} = 1000$ кг/м³ (обводненість більше 80%) $F_{np} = 2.48$ кН (рис. 3.1а). Тобто зростання динамічного рівня до 400 м призвело до збільшення сили на прийомі насоса в 2.5 рази для $\rho_{рід} = 600$ кг/м³, а при зростанні густини газорідинної суміші до $\rho_{рід} = 1000$ кг/м³ – в 4.1 рази.

Для насосів великих діаметрів вплив динамічного рівня та густини газорідинної суміші є аналогічним (рис. 3.1б), тільки сила, що діє на прийомі насоса, є значно більшою. Так, при $\rho_{рід} = 600$ кг/м³ $F_{np} = 17.39$ кН, а при

$\rho_{\text{рід}}=1000 \text{ кг/м}^3 - F_{\text{пр}} = 28.51 \text{ кН}$. Зростання діаметра плунжера з 28 мм до 95 мм призводить до зростання сили практично більше ніж в 10 раз, тобто

$$\frac{d_{1\text{пл}}^2}{d_{2\text{пл}}^2} = \frac{F_{1\text{пл}}^2}{F_{2\text{пл}}^2},$$

де $d_{1\text{пл}}, d_{2\text{пл}}$ – діаметри плунжерів;

$F_{1\text{пл}}, F_{2\text{пл}}$ – сили, що діють на прийомі насосів діаметрами $d_{1\text{пл}}, d_{2\text{пл}}$.

Відповідно до рис. 3.2 динамічний рівень рідини та її густина також впливають на значення сили, що діє на плунжер свердловинного насоса при його ході вгору. Збільшення динамічного рівня призводить до зменшення ваги рідини над плунжером насоса пропорційно збільшенню густини газорідинної суміші.

Проте вплив цих параметрів газорідинної суміші більш складний (рис. 3.3а), оскільки зменшення густини рідини призводить до сповільнення інтенсивності спадання максимального навантаження й до зростання мінімального. На рис. 3.3б побудовані графіки зміни максимального та мінімального навантаження при зростанні тиску газу за трубами НКТ від 0.1 МПа до 100 МПа. Як видно, такий перепад тиску газу може призвести до зменшення максимального навантаження на 29% та мінімального на 38% відповідно. Гирловий тиск або лінійний практично не змінюється при експлуатації свердловини, тому його вплив на зміну навантаження незначний.

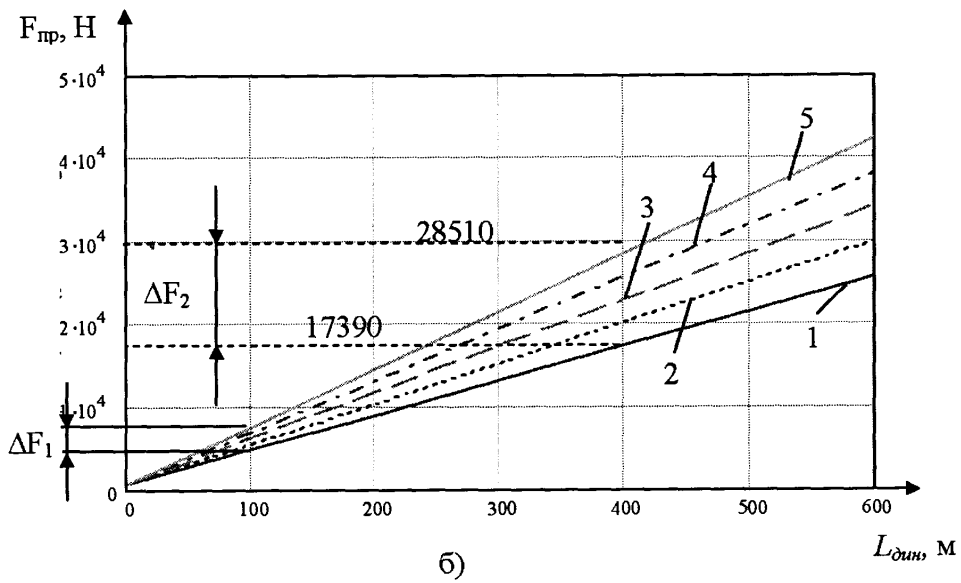
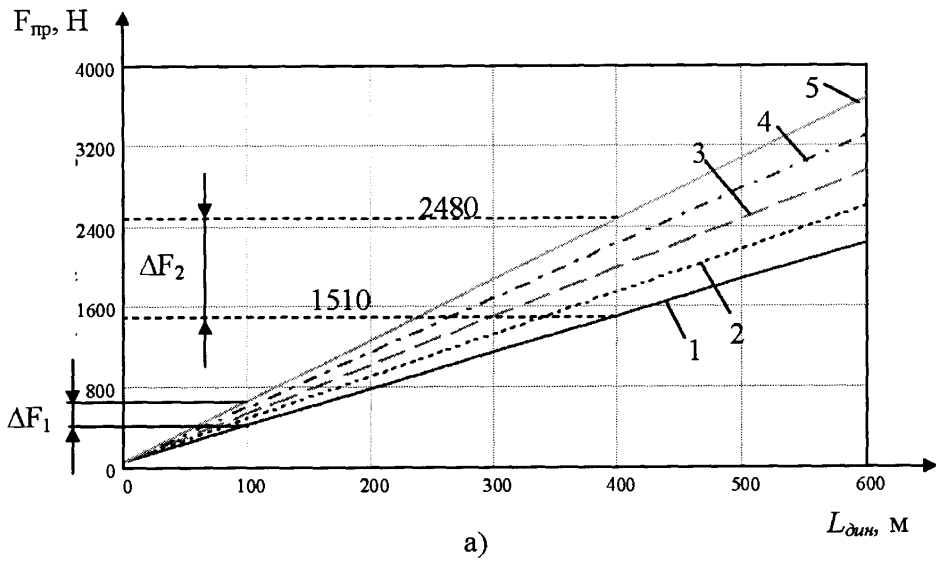


Рис. 3.1. Вплив динамічного рівня рідини та її густини на зусилля тиску рідини на прийомі насоса:

а) – діаметр плунжера 28 мм; б) – діаметр плунжера 93 мм;

1 - $\rho_{рід} = 600 \text{ кг/м}^3$; 2 - $\rho_{рід} = 700 \text{ кг/м}^3$; 3 - $\rho_{рід} = 800 \text{ кг/м}^3$; 4 - $\rho_{рід} = 900 \text{ кг/м}^3$;
5 - $\rho_{рід} = 1000 \text{ кг/м}^3$.

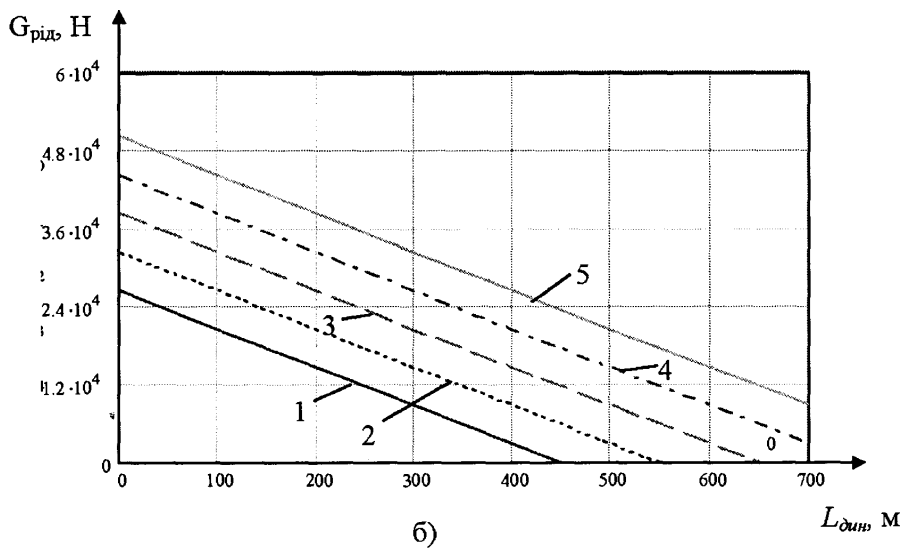
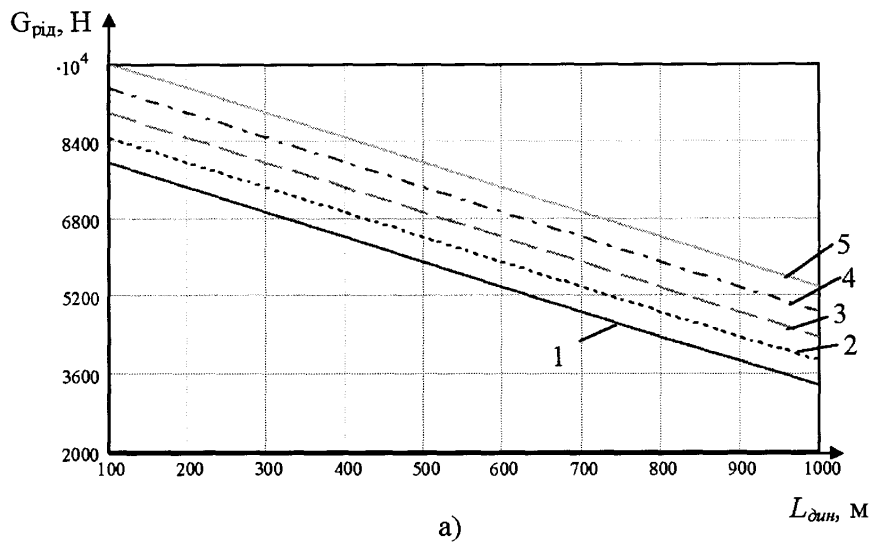


Рис. 3.2. Вплив динамічного рівня рідини на силу гідростатичного тиску рідини на плунжер насоса при русі штанг вгору:

а) – діаметр плунжера 28 мм;

1 - $H_{нас} = 1600$ м; 2 - $H_{нас} = 1700$ м; 3 - $H_{нас} = 1800$ м; 4 - $H_{нас} = 1900$ м;

5 - $H_{нас} = 2000$ м.

б) – діаметр плунжера 95 мм;

1 - $H_{нас} = 400$ м; 2 - $H_{нас} = 500$ м; 3 - $H_{нас} = 600$ м; 4 - $H_{нас} = 700$ м;

5 - $H_{нас} = 800$ м.

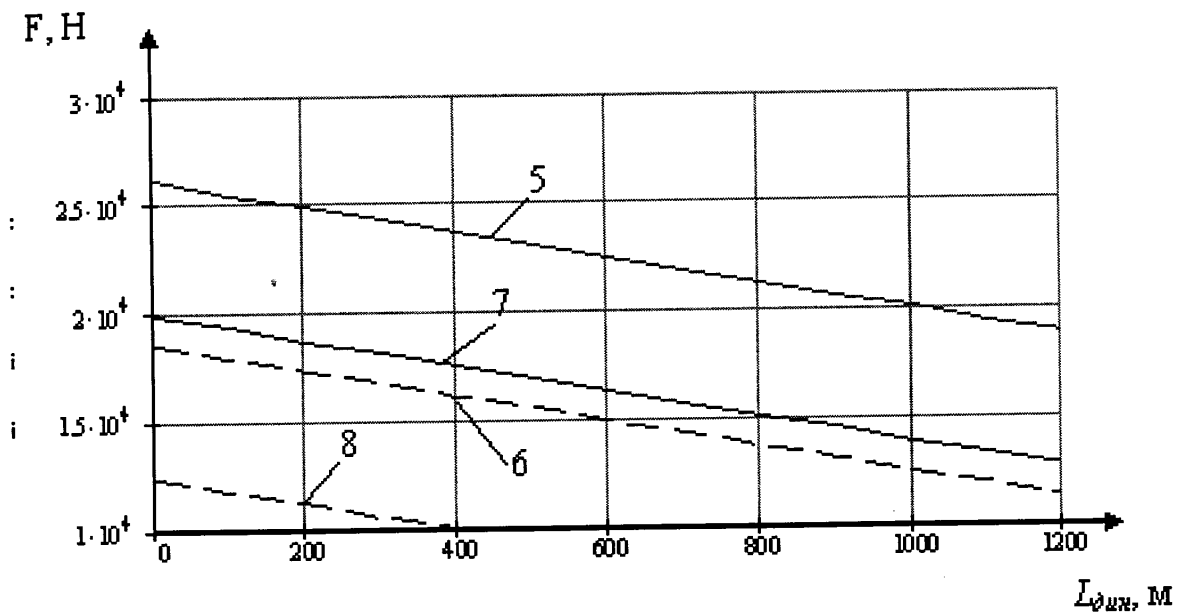
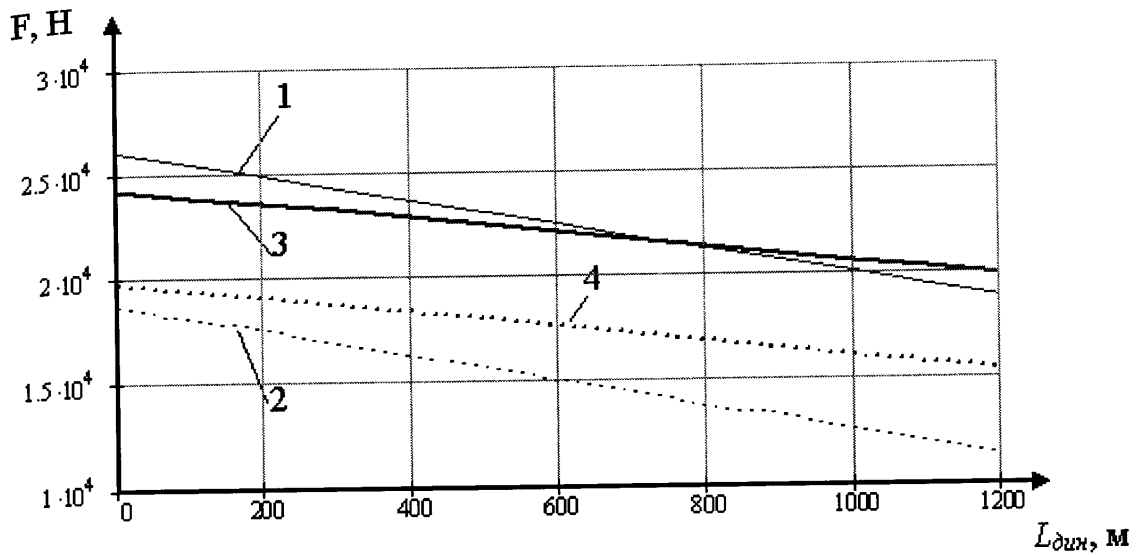


Рис. 3.3. Залежність максимального та мінімального навантаження від динамічного рівня:

- 1,2 – максимального та мінімального при $\rho_{\text{рід}} = 1000 \text{ кг/м}^3$;
- 3, 4 – максимального та мінімального при $\rho_{\text{рід}} = 600 \text{ кг/м}^3$;
- 5, 6 – максимального та мінімального при $p_{\text{затр}} = 0.1 \text{ МПа}$;
- 7, 8 – максимального та мінімального при $p_{\text{затр}} = 10 \text{ МПа}$.

3.2. Визначення сил та напружень в насосних штангах на викривленій ділянці свердловини

Сучасні тенденції розвитку нафтовидобувної галузі полягають у збільшенні середніх глибин свердловин та все більшому поширенні буріння похило-спрямованих свердловин. Як вказано раніше, такі умови значно ускладнюють роботу колони насосних штанг, що пов'язано з появою напружень згину в тілі штанг та зношуванням з'єднуючих штангових муфт внаслідок тертя по внутрішній поверхні насосно-компресорних труб на викривлених ділянках. Так, практика експлуатації глибинонасосних свердловин свідчить, що близько половини відмов елементів підземного обладнання відбувається через взаємне зношування муфт і НКТ. Зношування призводить до передчасних відмов: руйнування колони штанг в тілі зношених муфт та порушення герметичності НКТ, і, як наслідок, до складних підземних ремонтів, збільшення витрат НШ і НКТ та зниження видобутку нафти через вимушені простої. Крім того, напруження згину в тілі штанг зменшують опір корозійній втоми, прискорюють ріст корозійних тріщин і, таким чином, приводять до важких аварій внаслідок обриву КНШ. При високій інтенсивності викривлення стовбура свердловини є можливим контакт НШ з НКТ не тільки по муфті, але й по гладкій частині. В такому випадку довговічність НШ потрібно розглядати з точки зору комплексної дії трибологічних та втомно-корозійних параметрів [29].

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

Питанню оцінки сили контактної взаємодії КНШ і НКТ на викривлених ділянках науковцями приділялося багато уваги. Але в переважній більшості

випадків автори базуються на тому, що умовно свердловина приймається вертикальною, а для більшої точності розрахунків вводять поправочні коефіцієнти [14, 18, 57]. При цьому визначається вже зусилля в точці підвіски штанг, а не на конкретних небезпечних ділянках. Зрозуміло, що така методика не дає повної картини впливу геометрії свердловини. Розрахунок сили, яка притискає штангову муфту до НКТ, було зроблено А.М.Пірвердяном [120] і уточнено В.Ф.Троїцьким. Але даний розрахунок ґрунтується на рівновикривленості НКТ і КНШ, що, на нашу думку може призвести до значних похибок. Подібну задачу для зусиль притискання бурильної колони на викривленій ділянці обсадженої свердловини вирішено в роботі [121], але розроблені авторами рівняння справедливі тільки при умові малої величини зазору між стінками обсадної і бурильної колони. Для конструкцій глибинонасосних штангових установок зазор між стінками НКТ і КНШ співмірний з діаметром насосних штанг. В таких умовах розроблені в [121] рівняння не дають вірних результатів. Тому метою наших досліджень є визначення сил та напружень в КНШ на викривленій ділянці з урахуванням зазору між НШ і НКТ.

Розглянемо поведінку КНШ на інтенсивно викривленій ділянці свердловини, як показано на рис. 3.4. Дотик КНШ до стінок НКТ здійснюється в точках А, В, С. Кут φ та радіус викривлення ρ відомі і є параметрами профілю свердловини. Нехтуючи дією сили ваги штанг на ділянці ВС та припускаючи, що КНШ на ділянці однорідна, можна стверджувати з умови симетрії, що $|AB|=|AC|$. В такому випадку ділянку колони можна розглядати як балку на двох опорах, навантаженою симетрично до опор силою R (рис. 3.5). Відомою величиною при даній схемі є тільки $\varphi/2$ – кут повороту перерізу над опорою.

З опору матеріалів відомо [122], що

$$\varphi = \frac{R \cdot l^2}{4EI}, \quad (3.5)$$

$$y = \frac{R \cdot l^3}{48 \cdot EI}; \quad (3.6)$$

Для визначення зусилля R скористаємося закономірностями узгодження між l і y , які впливають із геометрії викривленої ділянки свердловини. З рис.3.4

$$\frac{l}{2} \operatorname{tg}(\varphi / 2) = y + a + |KO|, \quad (3.7)$$

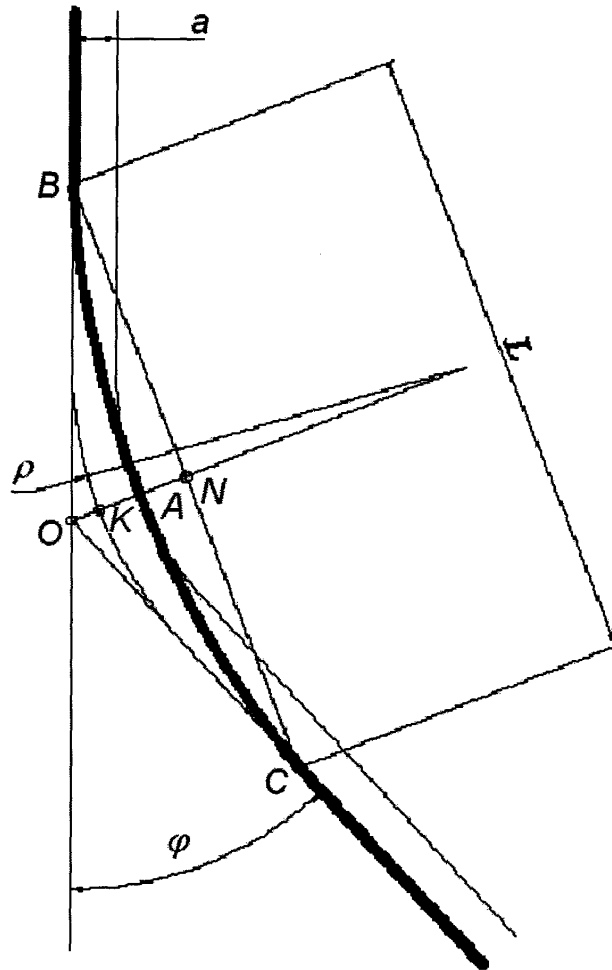


Рис. 3.4. Схема згину колони насосних штанг на інтенсивно викривленій ділянці свердловини.

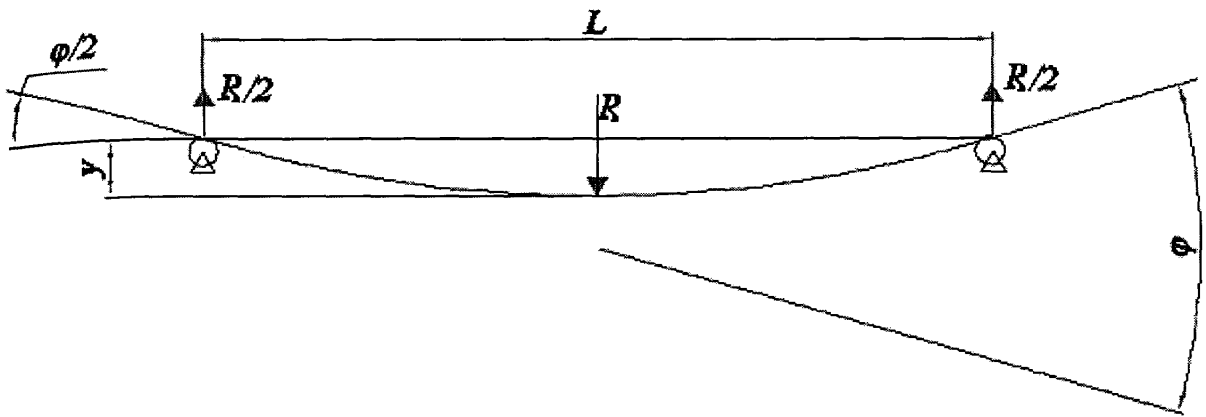


Рис. 3.5. Розрахункова схема викривлення штанги.

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

$$|KO| = \frac{\rho}{\cos(\varphi/2)} - \rho = \rho \left(\frac{1}{\cos(\varphi/2)} - 1 \right) \quad (3.8)$$

Таким чином, рівняння (3.7) матиме вигляд

$$y = \frac{l}{2} \operatorname{tg}(\varphi/2) - a - \rho \left(\frac{1}{\cos(\varphi/2)} - 1 \right) \quad (3.9)$$

З системи рівнянь (3.5), (3.6) і (3.9) визначаємо l і R :

$$l = 12 \frac{a \cdot \cos(\varphi/2) + \rho(1 - \cos(\varphi/2))}{(6 \operatorname{tg}(\varphi/2) - \varphi) \cos(\varphi/2)}, \quad (3.10)$$

$$R = \frac{EI\varphi}{36} \left(\frac{(6 \operatorname{tg}(\varphi/2) - \varphi) \cos(\varphi/2)}{\rho(1 - \cos(\varphi/2)) + a \cdot \cos(\varphi/2)} \right)^2. \quad (3.11)$$

Подальші розрахунки зусиль притискання виконували для штанг з діаметром 19 мм та зазором між НКТ і муфтою 18 мм. Залежність зусилля притискання від радіуса викривлення свердловини показана на рис. 3.6. Аналіз результатів показує, що зменшення радіуса призводить до різкого збільшення сили притискання в інтервалі 0...30 м. При більшому радіусі сила притискання стає незначною. Звертає на себе увагу несподівана тенденція збільшення зусилля при зменшенні кута викривлення.

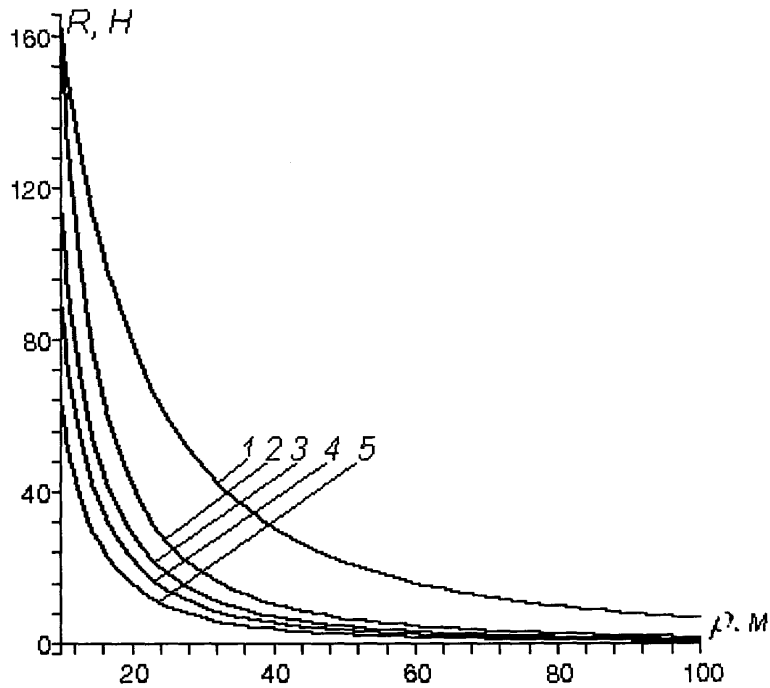


Рис. 3.6. Залежність сили притискання колони штанг від радіуса викривленої ділянки при куті викривлення свердловини:
1 – 6°; 2 – 30°; 3 – 45°; 4 – 60°; 5 – 90°.

Більш детально залежність сили притискання від кута нахилу свердловини показана на рис. 3.7. Як бачимо, залежність має екстремальний характер з піком при $\varphi=10..20^\circ$. Збільшення радіуса викривлення ділянки до 50 м і більше суттєво нівелює вплив кута нахилу і зменшує силу притискання.

Як вказано раніше, велике значення на довговічність КНШ справляють напруження згину, які виникають на викривлених ділянках. Згідно з [122], максимальне напруження згину $\sigma = \frac{Rld_{um}}{8I}$. Враховуючи (3.10) і (3.11), після

спрощень отримаємо рівняння для визначення напруження у вигляді

$$\sigma = \frac{Ed_{um}}{24} \frac{6tg(\varphi/2) - \varphi}{\rho - \rho \cdot \cos(\varphi/2) + a \cdot \cos(\varphi/2)} \varphi \cdot \cos(\varphi/2). \quad (3.12)$$

Залежності напружень згину від діаметра штанги, кута нахилу та радіуса викривлення криволінійної ділянки свердловини показані на рис. 3.8. Їх аналіз свідчить про лінійну залежність напружень від діаметра штанги (див.

рис.3.8а) при інших рівних умовах ($\rho=100$ м, $\varphi=30^\circ$, $a=25$ мм). Збільшення кута викривлення від 0 до 20° ($\rho=100$ м, $d_{шт}=19$ мм, $a=25$ мм) різко збільшує напруження (див. рис. 3.8 б), але його подальший ріст справляє на напруження несуттєвий вплив. В найбільшій степені на напруження впливає радіус викривленої ділянки (див. рис. 3.8 в). При цьому проведені дослідження при різних параметрах показали, що мінімально прийнятною величиною радіуса викривлення є 50 м.

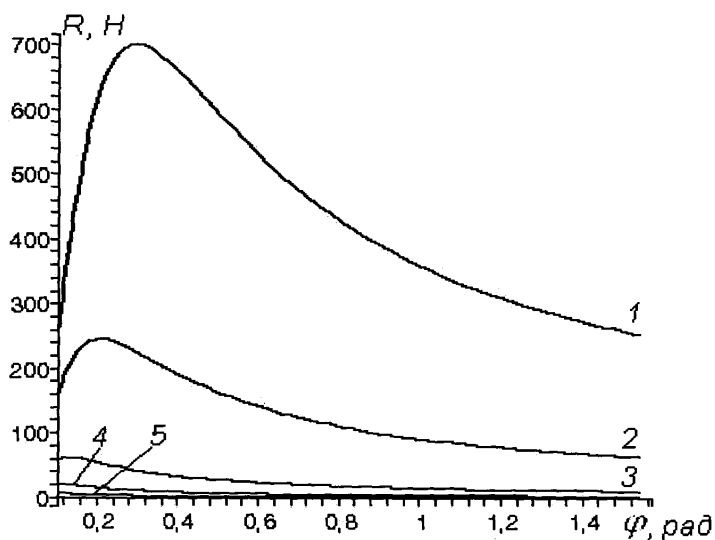


Рис. 3.7. Залежність сили притискання колони штанг від кута свердловини при радіусі викривленої ділянки:

1 – 5 м; 2 – 10 м; 3 – 25 м; 4 – 50 м; 5 – 100 м.

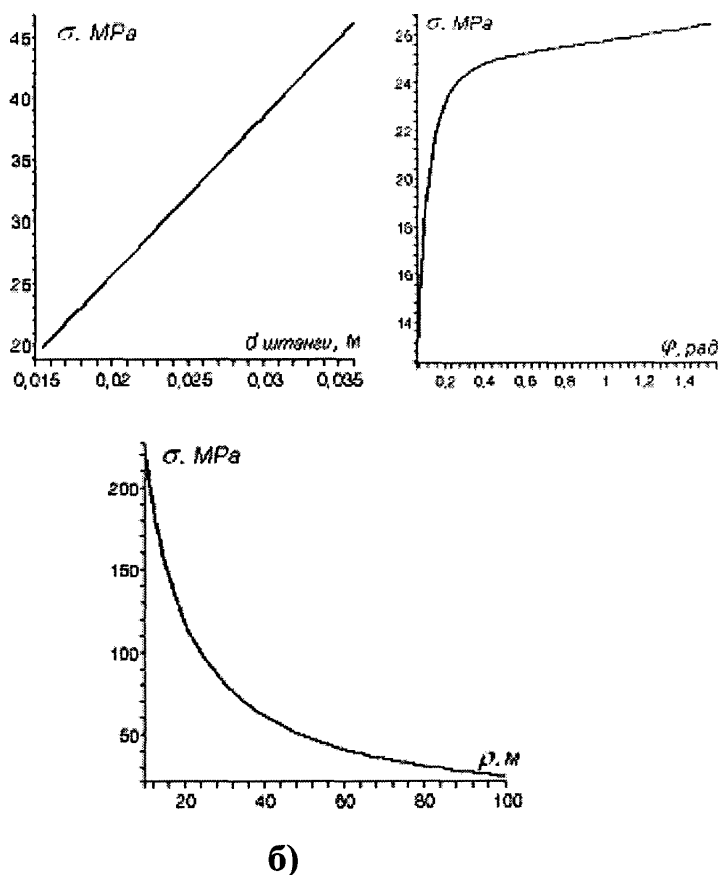


Рис. 3.8. Залежність максимальних напружень згину штанги на викривленій ділянці свердловини від:

- а) діаметра штанги; б) кута викривлення свердловини;
- в) радіуса викривлення свердловини.

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

3.3. Вплив параметрів навантажування КНШ на її довговічність

3.3.1. Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні.

Сучасні тенденції розвитку машинобудування полягають в зменшенні матеріалоемності машин при більш повному використанні ресурсу їх деталей. Це неминуче призводить до все більшого лімітування довговічності деталей машин втомними та корозійно-втомними процесами. Переважна ж більшість деталей машин в реальних експлуатаційних умовах піддаються впливу випадкових навантажуваль (рис.3.9).

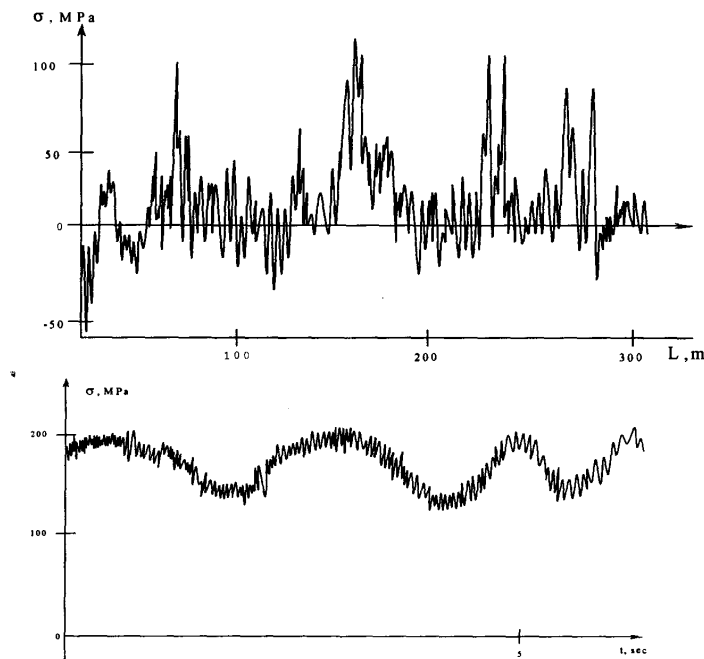


Рис. 3.9. Приклади реальних процесів навантажування.

Довговічність деталі знаходять за формулою [123, 124]:

$$T = \left(\sum_{i=1}^n p_i \lambda_i \right)^{-1}, \quad (3.13)$$

При цьому повинна виконуватись умова: $\sum_{i=1}^n p_i = 1$.

Визначення p_i не є складною задачею і при наявності статистичної інформації на етапі проектування про експлуатацію даної машини чи машин-аналогів не викликає великих складнощів.

Набагато складнішим завданням є визначення λ_i , яке потребує розв'язання цілого комплексу об'ємних задач.

На сучасному етапі підсумовування втомних пошкоджень найчастіше проводять з допомогою кінетичних рівнянь пошкоджень, які в найбільш загальному вигляді можна описати рівнянням [125]

$$dz/dt = F[z(t), \sigma(t), R(t), C(t)], \quad (3.14)$$

$$z(t=0), z(t=T_{kp}) = 1,$$

Кінетичні рівняння типу (3.14) можна класифікувати в залежності від моделі підсумовування пошкоджень. Наприклад, лінійне підсумовування Пальмгрена-Майнера [126] описується рівнянням

$$\frac{\partial z}{\partial t} = c(\sigma) \cdot \sigma^{r(\sigma)}. \quad (3.15)$$

Рівняння вигляду (3.15) і до цього часу дуже широко використовуються. Але накопичення експериментальних та практичних даних привело до висновку про недостатність лінійної моделі при багатьох режимах навантажування [123, 124, 127].

Проведені багатьма авторами чисельні експериментальні та теоретичні дослідження привели до створення сучасних методик підсумовування втомних пошкоджень. Серед них слід відмітити лінійну відкоректовану гіпотезу Серенсена-Когаєва [127], методики урахування асиметрії циклів та зменшення границі витривалості, розроблені Почтенним [98], а також нелінійні автомодельні гіпотези Болотіна [102] та цілий ряд інших нелінійних гіпотез, огляд яких можна знайти, наприклад, в праці Біргера [125]. Але й ці методики, вдало описуючи якісь одні процеси, для інших можуть давати хибні результати.

На сучасному етапі немає загальноприйнятої дієвої методики розрахунку довговічності в умовах випадкових навантажувальних, особливо зі

складною структурою (наприклад, широкополосні нестационарні випадкові процеси). Тому питання розроблення моделі, яка б дозволила враховувати складність процесу навантажування при розрахунках довговічності, є актуальним.

Вплив векторів $R(t)$ і $C(t)$ в рівнянні (3.14) на накопичення втомних пошкоджень суттєво не відрізняється при різних характерах навантажування, тому в першу чергу при випадковому навантажуванні слід звернути на вплив $\sigma(t)$.

Складність проблеми полягає в тому, що слід враховувати не тільки вплив конкретної амплітуди σ_i , але й деякого числа попередніх амплітуд σ_{i-1} , σ_{i-2} , σ_{i-k} . Значення k в деяких випадках може бути дуже великим, наприклад, перевантаження може зупиняти розвиток пошкодження при невисоких амплітудах на 10^2 - 10^3 циклів напружень [128].

Визначення функції $F[\sigma(t)]$ у рівнянні (3.14) є дуже складною задачею, але, на нашу думку, можна скористатися деякими допущеннями, які впливають з імовірної природи випадкових навантажувальних. При цьому розрахунок буде складатися з таких етапів.

Незалежно від прийнятої методики підсумовування пошкоджень складним і відповідальним є вже перший етап, на якому проводиться схематизація випадкових навантажувальних з приведенням їх до еквівалентних за пошкоджуючою дією закономірних чи блокових. На сучасному етапі поки що немає загальноприйнятої методики вирішення цієї задачі.

Існуючі методи схематизації (екстремумів, розмахів, викидів, повних циклів, “дощу” т.п.) дають різні розподіли навантажувальних, а отже і λ_i [124]. Слід також відмітити, що у випадку складного випадкового процесу навантажування спостерігається найбільші розбіжності між теоретичними розрахунками і практичними результатами.

На нашу думку, в першу чергу це пов'язано з недостатнім врахуванням при схематизації двох чинників. По-перше, це вплив послідовності амплітуд циклів напружень. В багатьох випадках таким впливом не можна нехтувати,

наприклад, у випадку наявності в блоці навантажування високих, т. зв. пікових напружень, або низьких напружень, менших за границю витривалості [129]. По-друге, значення λ_i залежить від коефіцієнта широкополосності ε , а саме, зменшення коефіцієнта ε , тобто збільшення широкополосності і складності процесу навантажування призводить до значного зменшення точності розрахунків довговічності за існуючими методами схематизації [123, 124, 127, 130].

Врахування одночасно історії навантажування та складності самого процесу традиційними методами схематизації є неможливим через їх орієнтацію на розподіл величин амплітуд без визначення їх послідовності (метод повних циклів, “дощу”) чи без врахування складності процесу (метод розмахів, метод екстремумів, метод викидів).

В найбільшій мірі поставленій меті відповідає метод, запропонований Почтенним спочатку для двочастотного процесу [131], а пізніше розвинутий для багаточастотного навантажування [132]. Але запропоноване в даному методі поетапне виділення максимумів процесу не дає можливості в достатній мірі дослідити структуру процесу, особливо у випадку складного багаточастотного навантажування з випадковими істотно різними амплітудами. При врахуванні тільки максимумів такого процесу існує можливість спотворення реальної картини процесу, особливо завищення σ_m і на найбільш низьких виділених частотах.

На нашу думку, таким методом, який би давав розподіл амплітуд у часі з одночасним врахуванням реальної складності самої структури процесу, може бути запропонований в [133] метод вкладених циклів.

Суть методу полягає в наступному. Початковим етапом схематизації є, як і для інших методів, визначення екстремумів процесу $\sigma_{екстр.i}$. Потім для кожного із сусідніх півциклів визначається амплітуда σ_{ai}^I та середнє значення σ_{mi}^I . Це дає можливість визначити послідовність амплітуд на першій найбільш високій частоті процесу.

На другому етапі розглядається процес, де точками виступають вичислені раніше середні значення σ_{mi}^j .

Для цього процесу визначаються екстремальні значення, а інші точки процесу з подальшого розгляду відкидають.

Знову визначаються, як і для першого етапу, σ_{ai}^{\parallel} і σ_{mi}^{\parallel} . Таким чином ми отримуємо розподіл амплітуд та їх послідовність на другій, більш низькій частоті.

Таку процедуру повторюють до того часу, поки на якомусь етапі:

- по-перше, різниця між максимальним і мінімальним значенням процесу не стане меншою за якесь наперед визначене значення $[\Delta\sigma]$, наприклад, $[\Delta\sigma]=0,3\sigma_j$;
- або, по-друге, не залишаться 2 екстремальні точки.

Для наочної ілюстрації можливостей запропонованого методу було проведено схематизацію випадкового процесу за методом вкладених циклів і методом Почтенного (рис. 3.10).

Для обох методів кількість етапів показує складність процесу. Як бачимо, обидва методи дають практично однакові величини середніх амплітуд процесу σ_{ai} та частоти на кожному етапі. При цьому їх значення повністю відповідають реальній картині процесу навантажування.

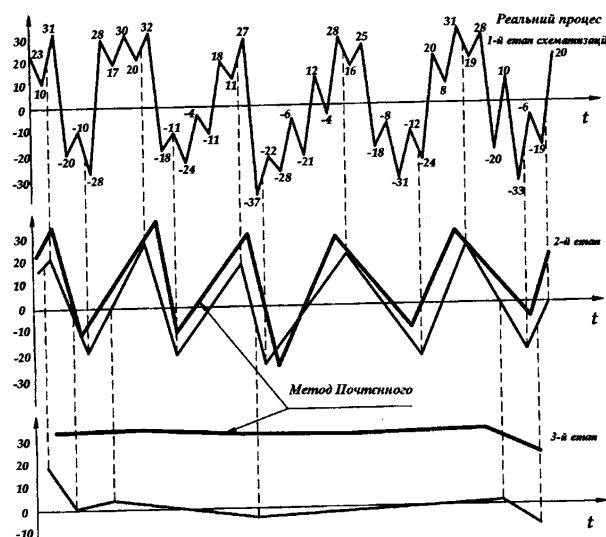


Рис. 3.10. Схематизація тричастотного випадкового процесу.

Але слід відмітити істотну різницю при визначенні середнього рівня навантаження на низьких частотах. Так, для тричастотного процесу $\overline{\sigma_m^m} = 0$ для запропонованого методу і $\overline{\sigma_m^m} = 60$ МПа для методу Почтенного. Реально σ_m для найнижчої частоти дорівнює нулю, тобто при врахуванні асиметрії циклів на етапах метод вкладених циклів більш відповідає реальній картині процесу.

Таким чином, перевагою методу вкладених циклів є те, що на останньому етапі ми отримуємо середнє значення процесу $\overline{\sigma_m}$, а у випадку нестационарності, крім того, можна оцінити $\overline{\sigma_m}$ як функцію часу.

При розрахунках на довговічність після схематизації процесу рекомендується приведення напружень із різним коефіцієнтом асиметрії R до симетричного циклу. Таке приведення значно спрощує подальші розрахунки. Згідно з методом еквівалентних напружень [5] проводимо приведення усіх амплітуд до симетричного ($R=-1$) коефіцієнту асиметрії.

Визначаємо сумарне пошкодження на усіх етапах реалізації t за формулою

$$Z_t = \sum_{j=1}^s K_{j1} \sum_{i=1}^p K_{j2} \frac{n_{ij}}{N_{ij}} = \sum_{j=1}^s K_{j1} \sum_{i=1}^p K_{j2} \frac{\overline{\omega_j}}{2\pi N_0} \left(\frac{\sigma_{ij}}{\sigma_{-1}} \right)^m \quad (3.16)$$

при умові $\sigma_{ij} \geq \sigma_{-1 \text{ кін}}$.

Якщо прийняти в першому наближенні $K_j=1$, то дане рівняння буде відповідати рівнянню Майнера. Тому приділимо визначенню K_j найбільшу увагу. По-перше, природа самого K_j полягає у спрощенні реального процесу при одночасному виділенні його найбільш суттєвих ознак. Згідно з методом вкладених циклів при використанні методу еквівалентних напружень ми моделюємо реальний процес навантажування симетричними напруженнями ($R=-1$), приведеними до окремих рівнів з різною частотою. На нашу думку, таке моделювання дозволяє враховувати усі найсуттєвіші параметри процесу,

а похибки при його використанні будуть значними при такому збігу обставин, які дуже рідко трапляються при реальних режимах роботи деталей.

По-друге, K_j ми пропонуємо визначати як добуток двох коефіцієнтів $K_j = K_{j1} \times K_{j2}$.

K_{j1} – коефіцієнт, який враховує вплив напружень попереднього рівня на даний;

K_{j2} – коефіцієнт, який враховує нерівномірність амплітуд у часі всередині рівня. $K_{11} = 1$.

Визначення K_{21} , K_{31} і т.д. можна провести з аналізу двочастотних процесів, де накопичено вже значну кількість інформації. В загальному

випадку для визначеного матеріалу $K_{j1} = F\left(\frac{\overline{\omega}_j}{\overline{\omega}_{j-1}}, \frac{\overline{\sigma}_j}{\overline{\sigma}_{j-1}}\right)$.

Визначення коефіцієнта K_j значно полегшується при наявності інформації про матеріал, а саме його реакції на зміну напружень. Поділимо усі матеріали за такими ознаками:

1. Матеріал не реагує на зміну напружень в процесі навантажування і для нього усі $K_j = 1$, тобто формула Майнера справедлива в усіх випадках.

2. Матеріал реагує на зміну напружень, але загальна реакція на зміну σ_1 на σ_2 і навпаки зрівноважується, тобто $K_{12} \times K_{21} = 1$. Для такого випадку $K_{j2} = 1$, а $K_{j1} \neq 1$ при $\overline{\sigma}_j \neq \overline{\sigma}_{j-1}$

3. Матеріал реагує на зміну навантаження. $K_{12} \times K_{21} \neq 1$. Тоді $K_{j1} \neq 1$, а $K_{j2} = F(\overline{\sigma}_j, D\sigma_j) \neq 1$ і його вплив тим більший, чим більше значення $\frac{D\sigma}{\sigma}$ – варіація процесу.

Таким чином, розроблено розрахункову модель накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні. Моделювання базується на розробленому методі схематизації випадкових процесів та гіпотезі про можливість роздільного урахування складності структури та послідовності амплітуд процесу навантажування.

3.3.2. Врахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності КНШ

Відомо, що переважна більшість деталей машин і елементів конструкцій у процесі експлуатації піддається впливу випадкового навантажування. В такому випадку при розрахунках на довговічність після схематизації процесу [133] рекомендується приведення напружень із різним коефіцієнтом асиметрії R до симетричного циклу. Таке приведення значно спрощує подальші розрахунки.

Для приведення асиметричних напружень σ_{max} з $-1 \leq R < 1$ до симетричного циклу з $\sigma_{екв}$ рекомендується використання рівняння [131]

$$\sigma_{екв} = b\sigma_{max} - (ab - 1)\sigma_{-1}, \quad (3.17)$$

де σ_{-1} – границя витривалості при симетричному навантаженні;

$$a = \frac{2}{2 - (1 - \psi)(1 + R)}, \quad b = \frac{1}{\frac{V_0}{V_{-1}}(1 + R) - R}, \quad (3.18)$$

де $\psi = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1$ – коефіцієнт чутливості до асиметрії навантаження.

Проведений аналіз багатьох процесів навантажування, які виникають при експлуатації, показує, що в спектрі напружень найбільше місце займають напруження з (σ_{max}, R) , які не перевищують відповідну границю витривалості σ_R . В такому випадку необхідно враховувати закономірне зниження границі витривалості в процесі накопичення пошкоджень [134, 135]. Тому приведення σ_{max} до $\sigma_{екв}$ повинно поширюватися і на цикли напружень, які менші за відповідну границю витривалості.

Використання рівняння (3.16) для приведення $\sigma_{max} < \sigma_R$ має суттєве обмеження, а саме, при умові $\sigma_{max} < \sigma_R - \sigma_{-1}$ приведенне напруження $\sigma_{екв}$ стає меншим 0. В такому випадку рекомендується відкидати це напруження з розгляду як таке, що не вносить пошкоджуючої дії [131]. Але неврахування

низьких напружень значно змінює приведений спектр навантажування, а відкинуті напруження можуть бути досить близькі до σ_R і в процесі накопичення пошкоджень, особливо для навантажування, максимальні напруження якого близькі до границі витривалості, можуть справляти значний вплив на довговічність. Отже, необхідно відповідне коректування рівняння (3.16) на випадок приведення асиметричних циклів напружень, нижчих за відповідну початкову границю витривалості. Для коректування скористаємось такими міркуваннями. Пошкоджуючий вплив напружень $\sigma_{max} < \sigma_R$ почнеться тоді, коли початкова границя витривалості знизиться до рівня σ_{max} . При подальшому зниженні σ_R приведення напружень σ_{max} уже буде описуватися рівнянням (3.16) з урахуванням зниження σ_{-1} . Скористаємось з постійності параметра N_0 (кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми) при різних значеннях R , підтверджена багаточисельними експериментами [124, 128, 136, 137]. В такому випадку

$$\sigma_{max} = \sigma_{R_{кин}} i \sigma_{екв} = \sigma_{-1_{кин}}, \quad (3.19)$$

де $\sigma_{R_{кин}}$ і $\sigma_{-1_{кин}}$ – відповідні значення σ_R і σ_{-1} на кінетичних кривих втоми в один і той самий час з урахуванням їх закономірного зниження. Це означає, що приведення необхідно здійснювати з умови залежності $\sigma_{R_{кин}} = f(\sigma_{-1_{кин}})$.

В загальному випадку таку залежність записують як [133]

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_s} \right)^x \right], \quad (3.20)$$

де σ_m – середнє напруження циклу, σ_a – амплітуда.

При $x=1$ залежність (3.19) співпадає з рівнянням Гудмана, при $x=2$ – із рівнянням Гербера, а при $x<1$ – близька до залежності Сміта.

При виведенні рівняння (3.16) було прийнято $x=1$, хоча й відмічено, що для більшості сталей значення x не відповідає лінійному закону, але й менше 2, тобто $1 < x < 2$.

Дослідження багатьох авторів, наприклад, [4], показали, що заміна в рівнянні (3.19) границі міцності σ_e на дійсний опір відриву S_k дає можливість використовувати значення $x=1$ для переважної більшості матеріалів, в тому числі і сталей.

Тоді для кінетичних кривих втоми можна використати відому залежність [135]

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - \psi \sigma_m, \quad (3.21)$$

де коефіцієнт чутливості до асиметрії навантаження $\psi = \frac{\sigma_{-1}}{S_k}$.

З урахуванням

$$\sigma_R = \sigma_a + \sigma_m \text{ і } \sigma_m = \sigma_R \left(\frac{1+R}{2} \right) \quad (3.22)$$

отримуємо:

$$\sigma_R - \sigma_R \left(\frac{1+R}{2} \right) = \sigma_{-1} - \psi \sigma_R \left(\frac{1+R}{2} \right), \quad (3.23)$$

звідки маємо відому залежність [135]:

$$\sigma_R = \frac{2\sigma_{-1}}{2 - (1-\psi)(1+R)}. \quad (3.24)$$

З рівнянь (3.18) і (3.22) одержуємо

$$\sigma_{екв} = \sigma_{max} \cdot \left(1 - (1-\psi) \frac{1+R}{2} \right). \quad (3.25)$$

Така методика дозволяє приводити до симетричного циклу усі низькі напруження, не відкидаючи їх із розгляду. Рівняння (3.25) рекомендується для приведення асиметричних циклів із $-1 \leq R < 1$ в умовах недостатньої інформації про чутливість даної деталі чи елемента конструкції до асиметрії навантаження. Використання такого приведення є доцільним тільки за умови врахування при подальших розрахунках зменшення границі витривалості $\sigma_{-1кин}$ в процесі навантажування.

З аналізу численних експериментів з визначення опору втоми можна зробити висновок про більш складні закономірності впливу асиметрії

навантажування на довговічність, ніж ті, які впливають із рівняння (3.20). Як показовий приклад, розглянемо результати впливу асиметрії на довговічність матеріалів елементів конструкцій літальних апаратів згідно з [138].

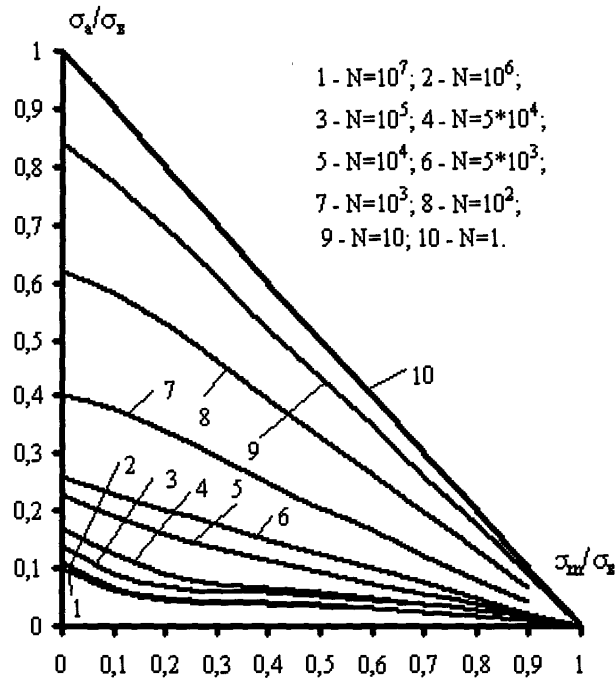


Рис. 3.11. Вплив асиметрії навантаження на довговічність для зразків, виготовлених з алюмінієвого сплаву 2024-Т3 [138].

Великий об'єм інформації, проаналізований авторами, дозволяє говорити про високий ступінь довіри до одержаних результатів, показаних на рис.3.11 у вигляді діаграми Хейя з безрозмірними координатами $x = \frac{\sigma_m}{\sigma_s}$; $y = \frac{\sigma_a}{\sigma_s}$.

Криві 1-10 є кривими рівної пошкоджуваності для різної кількості циклів напружень в межах $N = 10^0 - 10^7$. В такому випадку лінія, яка описує цикли з $R = const$, визначається з рівняння

$$y = \frac{1-R}{1+R} x. \quad (3.26)$$

При $R = 1$ це є вісь абсцис, при $R = -1$ – вісь ординат, а при $R = 0$ – промінь $y = x$. Коефіцієнт чутливості до асиметрії навантаження ψ характеризує кут нахилу прямої, яка проходить через точки $(0, \sigma_{-1})$ і $(\sigma_0/2, \sigma_0/2)$, до осі абсцис

$$\psi = -\frac{y(R = -1) - y(R = 0)}{x(R = -1) - x(R = 0)}. \quad (3.27)$$

З аналізу наведених на рис. 3.11 даних та багатьох інших експериментальних досліджень можна стверджувати, що кут нахилу кривих рівної пошкоджуваності в області багатоциклової втоми задовільно описуються коефіцієнтом ψ тільки при $-1 \leq R \leq 0$, а при $0 < R < 1$ кут нахилу збільшується при зменшенні N . Тому для більшої достовірності приведення асиметричних циклів пропонується криві рівної пошкоджуваності для низьких напружень апроксимувати двома прямими. Для напружень з $-1 \leq R \leq 0$ буде справедливим приведення згідно з (3.24) при умові визначення ψ з рівняння $\psi = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1$. Для приведення ж циклів напружень з $0 < R < 1$ скористаємось особливістю діаграми Хейя, а саме тим, що всі криві рівної пошкоджуваності сходяться в точці $(1,0)$. Схему приведення показано на рис. 3.12.

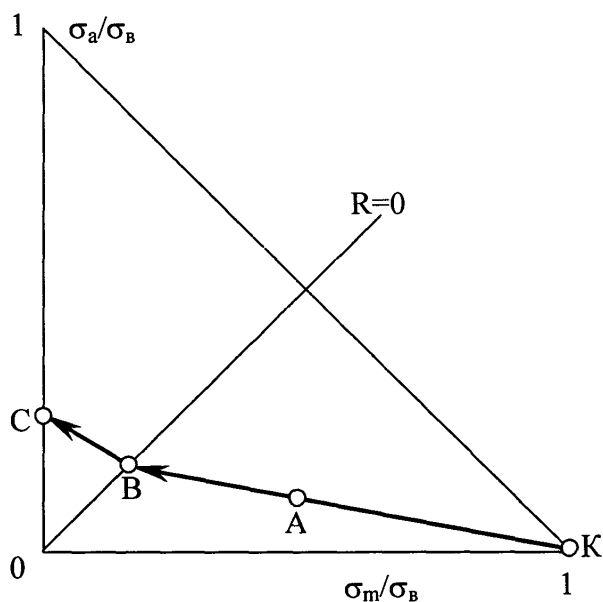


Рис. 3.12. Схема приведення до симетричного циклу напруження з $R > 0$.

Нехай потрібно привести до симетричного циклу напруження, показане на рис.3.12 точкою $A\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_s}, \frac{\sigma_a}{\sigma_s}\right)$. Проводимо промінь, який виходить з точки $K(1, 0)$ через A до перетину з прямою $R=0$ (точка B). За аналогією з (3.26) приймемо

$$\psi_1 = -\frac{y(A) - y(K)}{x(A) - x(K)} = -\frac{y(B) - y(K)}{x(B) - x(K)}. \quad (3.28)$$

Тоді, враховуючи координати точок A і K , отримуємо рівняння

$$\psi_1 = \frac{\sigma_a}{\sigma_s - \sigma_m}, \quad (3.29)$$

$$y(B) = \psi_1(1 - x(B)). \quad (3.30)$$

Так як $y(B) = x(B) = \frac{\sigma_{max}(B)}{2\sigma_s}$, то з рівняння (3.29) випливає

$$\sigma_{max}(B) = 2\sigma_s \frac{\psi_1}{1 + \psi_1}. \quad (3.31)$$

Подальше приведення проводимо згідно з (3.24), враховуючи, що $R(B) = 0$

$$\sigma_{екв} = \sigma_{\epsilon} \psi_1 \frac{1 + \psi}{1 + \psi_1}. \quad (3.32)$$

Коефіцієнт ψ_1 визначається з рівняння (3.28) або, враховуючи відомі рівняння переходу $\sigma_m = \sigma_{max} \frac{1+R}{2}$ і $\sigma_a = \sigma_{max} \frac{1-R}{2}$, згідно з

$$\psi_1 = \frac{\sigma_{max}(1-R)}{2\sigma_{\epsilon} - \sigma_{max}(1+R)}. \quad (3.33)$$

Для оцінки достовірності запропонованого приведення було проаналізовано результати експериментального дослідження зразків, виготовлених зі сталі 17Г1С [135]. Були отримані такі параметри кривих втоми:

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= 141.9 \text{ МПа}; V_{-1} = 30.87 \text{ МПа}; \\ \sigma_0 &= 247.1 \text{ МПа}; V_0 = 51.83 \text{ МПа}; \\ N_0 &= 5.207 \cdot 10^5; \psi = 0.209. \end{aligned}$$

На рис. 3.13 показані криві втоми (1, 2), побудовані згідно з даними параметрами за рівнянням [135]

$$N = N_0 \cdot \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_R}{V_R} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (3.34)$$

а також крива 3, отримана шляхом приведення з допомогою рівняння (3.24). Як бачимо, в даному випадку запропонована методика приведення повністю відповідає результатам експерименту.

Отже, при аналізі випадкового процесу навантажування на етапі його приведення до еквівалентного симетричного процесу слід враховувати низькі напруження спектра навантажування. Таке врахування рекомендується

проводити з допомогою рівнянь (3.24) і (3.31), які більш точно враховують чутливість до асиметрії навантаження.

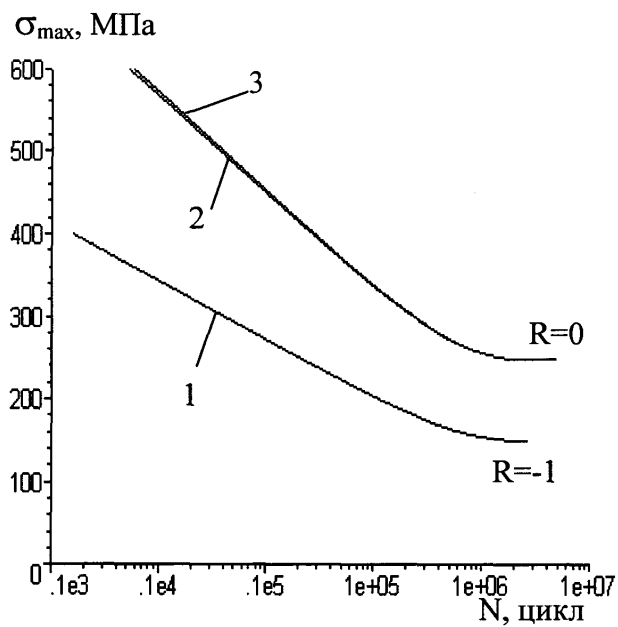


Рис. 3.13. Експериментальні (1, 2) та приведена (3) криві втоми для зразків зі сталі 17Г1С.

3.3.3. Оцінка впливу параметрів двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей машин

Двочастотний процес навантажування є досить поширений для умов експлуатації багатьох деталей машин та елементів конструкцій. Так, впливу двочастотного процесу навантажування підлягає велика кількість деталей нафтового обладнання, елементів конструкцій трубопроводів, гідротурбін, автомобілів, літаків, прокатних станів, і т. п. У більшості випадків довговічність таких деталей та елементів конструкцій регламентується втомними процесами. Тому дослідження опору втомі при двочастотному навантажуванні має велике практичне значення. Також потрібно відзначити важливість теоретичних та експериментальних досліджень двочастотних процесів для вирішення надзвичайно складної та актуальної проблеми – оцінки довговічності при випадковому процесі навантажування, зокрема, характерному для насосних штанг. Розробка методики оцінки впливу параметрів двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей машин є важливим кроком до вирішення цієї проблеми.

Дослідженням впливу двочастотних процесів навантажування на втомну довговічність присвячено велика кількість робіт, наприклад, [131, 137, 139, 140, 141]. Встановлено, що пошкоджуючими можуть бути напруження обох частот [131, 139, 140]. При цьому відмічено великий вплив на довговічність таких параметрів двочастотного навантажування як відношення частот f_v/f_n та амплітуд σ_v/σ_n , де індекси “v” і “n” вказують на високо- та низькочастотну складову процесу. Проста методика оцінки довговічності при двочастотному навантажуванні запропонована в праці [137]

$$N_2 = \frac{N_H}{\chi}, \quad (3.35)$$

$$\text{де } \chi = \left(\frac{f_{\sigma}}{f_n} \right)^{K\sigma_{\sigma}/\sigma_n},$$

K – коефіцієнт урахування властивостей матеріалу, який визначається експериментально. Наприклад, для низьколегованих сталей $K=1,45$.

Незважаючи на великий обсяг проведених досліджень, проблема оцінки впливу параметрів двочастотного процесу на втомну довговічність деталей машин повністю не вирішена. У першу чергу потребує більшої уваги оцінка комплексного впливу на довговічність як параметрів процесу навантажування, так і параметрів опору втомі матеріалу деталей машин чи елементів конструкцій: границі витривалості σ_l з урахуванням її закономірного зниження в процесі накопичення пошкоджень, показника кривої втоми, коефіцієнта чутливості до асиметрії навантаження.

Використання рівнянь (3.34-3.35) без урахування таких факторів не може гарантувати адекватну оцінку довговічності. Так, у роботі [141] на основі великого обсягу експериментальних даних проведено аналіз впливу відношень f_{σ}/f_n і σ_{σ}/σ_n на довговічність в порівнянні з одночастотним навантажуванням при $f_l = f_n$ і $\sigma_l = \sigma_n + \sigma_{\sigma}$.

На рис. 3.14 показані результати експериментальних досліджень для зразків зі сталі ООХ12НЗД в умовах чистого згину, а також відповідні криві, проведені згідно з рівняннями (3.34, 3.35).

Коефіцієнт K у рівнянні (3.35) був обчислений з умови максимального узгодження з експериментальними даними для відношення частот $a=120$. Як бачимо, розходження між розрахунковими та експериментальними значеннями є відчутними.

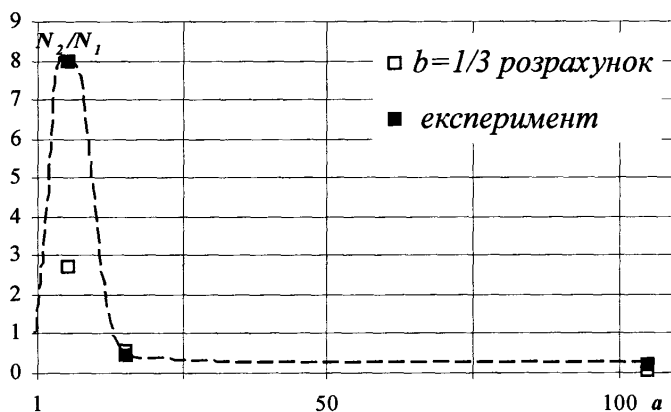
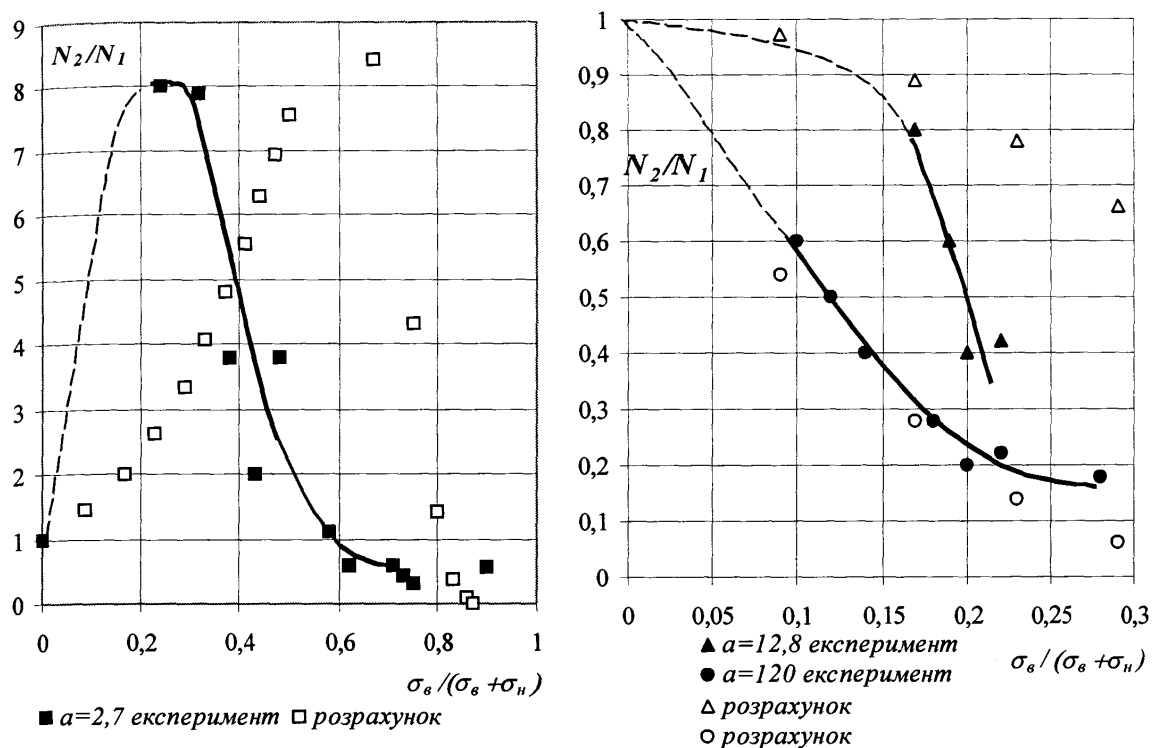


Рис. 3.14. Залежність довговічності сталі ООХ12НЗД при двочастотному навантажуванні від відношень частот та амплітуд [141]:

$$a = f_s / f_n;$$

$$b = \sigma_s / \sigma_n.$$

З аналізу рис. 3.14 та інших експериментальних даних можна відмітити загальну тенденцію до зменшення відношення довговічностей N_2/N_H при збільшенні f_s/f_n і σ_s/σ_n . Для більш детального вивчення впливу двочастотності процесу навантажування на втомну довговічність необхідні

подальші дослідження з урахуванням параметрів опору втомі матеріалу деталі.

Тому одним із завдань, які поставлені в даній роботі, є оцінка комплексного впливу на втомну довговічність параметрів процесу навантажування та опору втомі матеріалу деталей машин чи елементів конструкцій в умовах двочастотного навантажування.

Для аналітичного розрахунку довговічності в умовах складного, в тому числі і двочастотного процесу навантажування, необхідно використовувати відповідні методи схематизації. Для схематизації двочастотного процесу навантажування було використано метод вкладених циклів, запропонований в роботі [133] для схематизації випадкового процесу навантажування.

Характерною особливістю двочастотних процесів є значний розкид коефіцієнта асиметрії R циклів високої частоти та їх амплітуд. В такому випадку при розрахунках на довговічність виникає проблема врахування пошкоджуючого впливу асиметричних напружень. Таке врахування можна здійснити шляхом приведення напружень із різним коефіцієнтом асиметрії R до симетричного циклу.

Для приведення асиметричних напружень σ_{\max} з $-1 \leq R < 1$ до симетричного циклу з $\sigma_{\text{екв}}$ рекомендується використання рівнянь (3.24) при $R \leq 0$ і (3.31) при $0 < R < 1$.

Коефіцієнт ψ_1 визначається з рівняння (3.22).

У багатьох практичних випадках високочастотна складова процесу σ_s має значення, близьке до границі витривалості матеріалу чи нижче від неї. Такі процеси характеризуються великою чутливістю до закономірного зниження границі витривалості в процесі накопичення втомних пошкоджень.

Тому було використано рівняння початкової кривої втоми у вигляді [131]

$$N = N_0 \frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \ln \left(1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_{-1}}{V_0} - 1 \right) \right]^{-1} \right). \quad (3.36)$$

Рівняння (3.36) дозволяє досить легко програмними засобами враховувати зниження границі витривалості в процесі накопичення втомних пошкоджень. Спрощення алгоритмів розрахунку пов'язане із незмінністю величин N_0 і V_0 для кінетичних кривих втоми, яке підтверджене великою кількістю експериментальних досліджень [131, 135]. Аналізуючи приведені в [141] результати експериментальних досліджень, було отримано для сталі 00X12H3Д такі значення параметрів: $\sigma_{-1}=175$ МПа; $N_0=6 \cdot 10^6$; $\sigma_s=860$ МПа; $\psi=0,2$; $V_0=48,2$ МПа. Розробку необхідного програмного забезпечення та розрахунку проведено в середовищі математичного програмування системи Maple 7.

Для спрощення розрахунків, не впливаючи при цьому на відношення довговічностей, умовно приймемо значення низької частоти рівним $f_n=1$ рад/с. Тоді при $\frac{f_s}{f_n} = a > 1$ і $\frac{\sigma_s}{\sigma_n} = b$ двочастотний процес буде описуватися рівнянням

$$\sigma(t) = \sigma_n \sin t + \sigma_n b \sin(at + \varphi) + \sigma_m, \quad (3.37)$$

Межі досліджуваних параметрів навантажування: $1 \leq a \leq 1000$; $0,2 \leq b \leq 5$. Проведені розрахунки показали високу чутливість до врахування зниження границі витривалості (рис. 3.15). Особливо відчутний вплив на довговічність спостерігається при значеннях високочастотної амплітуди близько $(0,7..0,8)\sigma_{-1}$, при яких розрахункова довговічність зменшується більше ніж у 3 рази. Також слід відмітити, що вплив високочастотної складової стає помітним вже при $0,5\sigma_{-1}$ (див. рис. 3.16). Це добре узгоджується з багаточисельними експериментами при випадковому навантажуванні.

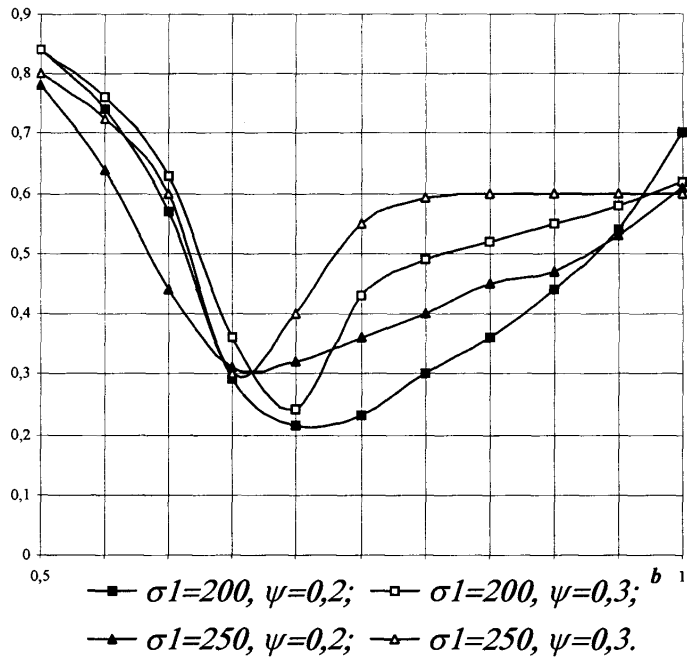


Рис. 3.15. Залежність відношення довговічності від відношення амплітуд ($\alpha=100$) без і з урахуванням зниження границі витривалості.

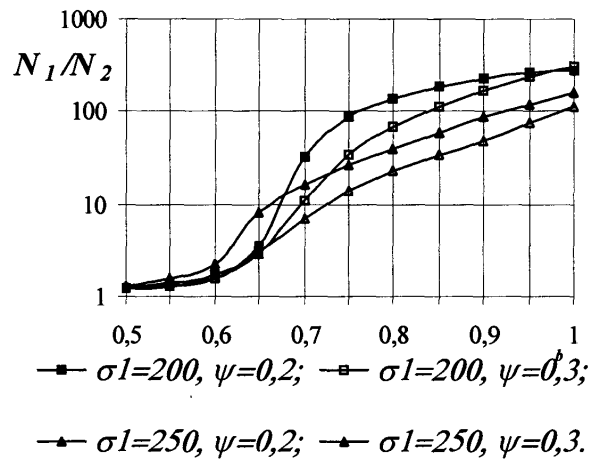


Рис. 3.16. Залежність відношення довговічностей для одно- та двочастотного процесу навантажування від відношення амплітуд ($\alpha=100$).

Вплив відношення частот на довговічність характеризується більшою складністю і неоднозначністю (рис. 3.17).

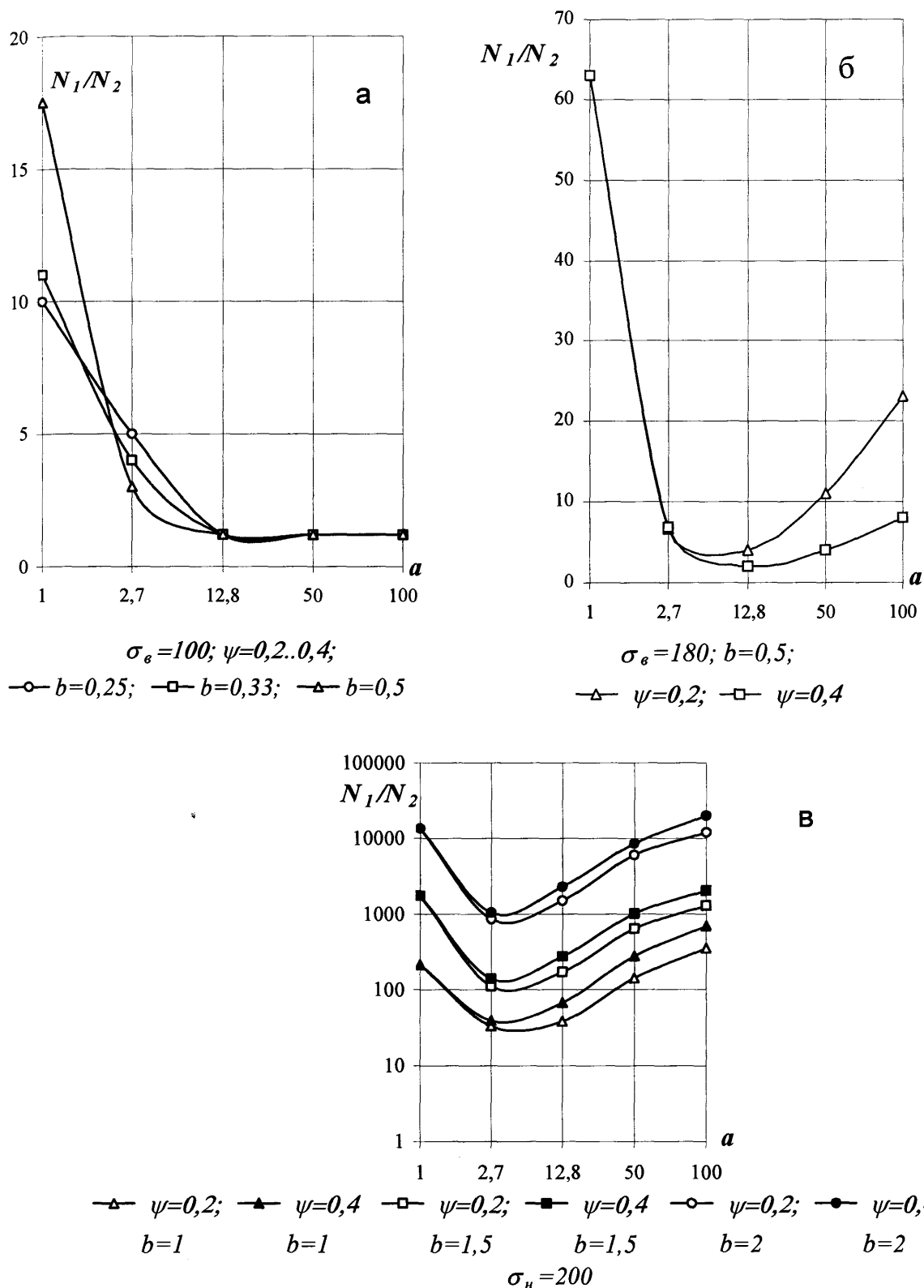


Рис. 3.17. Залежність відносної довговічності від відношення частот.

Велике значення має відношення амплітуд низької та високої частоти та їх величини, а при $a=50..100$ – і значення параметра чутливості до асиметрії процесу ψ . Також слід відмітити наявність характерного мінімуму

при $a=5..10$. Це вказує на те, що не можна говорити про монотонність впливу відношення частот a на довговічність при двочастотному навантажуванні, особливо при малих значеннях a .

Наші дослідження (див. п. 4.4) показали, що робота НШ характеризується низькими значеннями відношення амплітуд $\frac{\sigma_e}{\sigma_n}$ та значною асиметрією не тільки циклів високої частоти, але й через великі статичні напруження розтягу низькочастотної складової (рис. 3.18).

Коефіцієнт асиметрії для низькочастотного циклу $R>0,5$; для циклів високої частоти ще вищий – $R>0,7$. Тому дослідження таких процесів має велике практичне значення. На рис. 3.19 подані результати дослідження впливу статичних напружень розтягу на відносну довговічність при двочастотному навантажуванні.

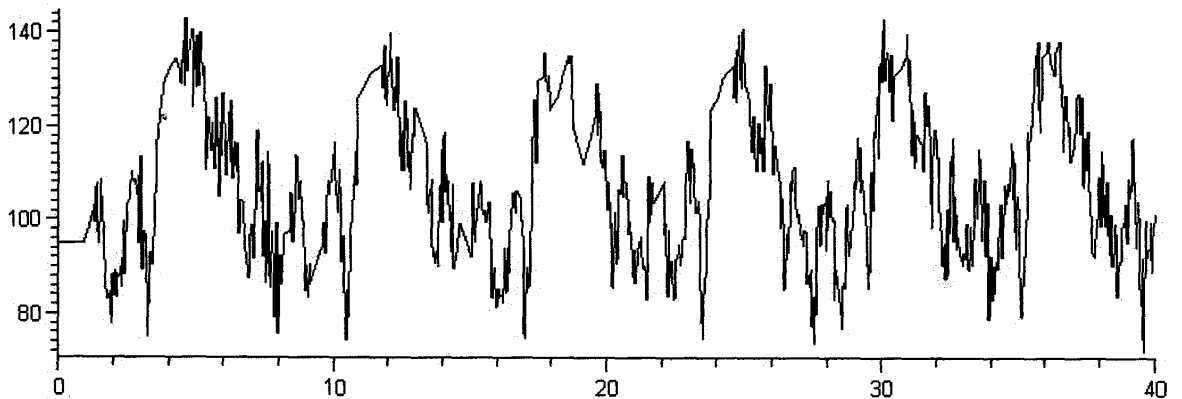


Рис. 3.18. Приклад запису навантаженості КНШ.

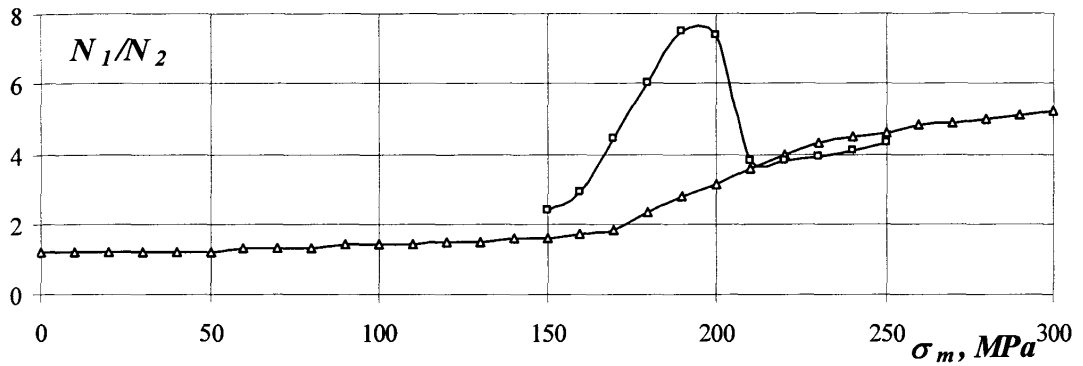


Рис. 3.19. Залежність відносної довговічності від статичних напружень розтягу:

$$\triangle \psi=0.3 \quad \square \psi=0.2$$

Як бачимо з рисунку, велике значення при таких режимах має коефіцієнт чутливості до асиметрії навантаження ψ . Так, при $\psi=0,3$ спостерігається мала чутливість до асиметрії навантаження з монотонним незначним збільшенням при високих значеннях R . Але при $\psi=0,2$ характер кривої різко змінюється. При $R=0,5$ ми бачимо стрибкоподібний максимум чутливості.

Тому для з'ясування впливу коефіцієнта чутливості до асиметрії напружень при асиметричних циклах на відносну довговічність було проведено більш детальні дослідження. Загальну картину такого впливу видно з рис. 3.20.

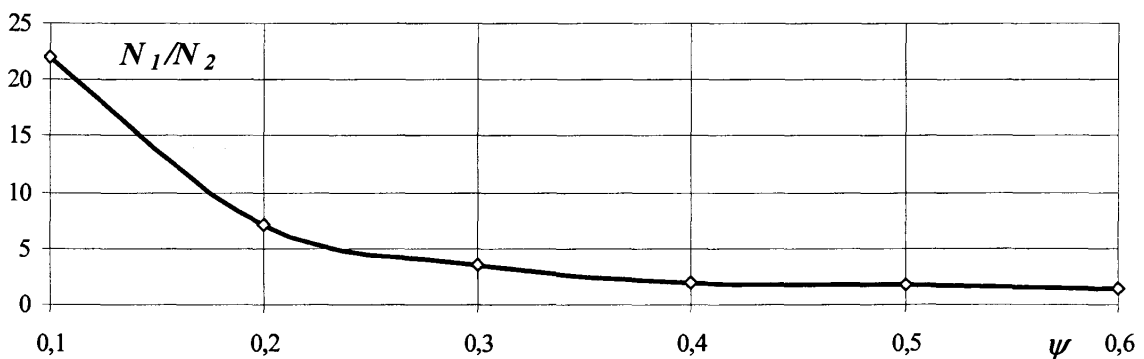


Рис. 3.20. Залежність відносної довговічності від коефіцієнта чутливості до асиметрії навантаження:

$$a=100; b=0,5; s_m=200 \text{ MPa}; s_H=200 \text{ MPa}.$$

Як бачимо, зменшення ψ до значень 0,2 і менше різко збільшує вплив двочастотності процесу на довговічність при асиметричних режимах навантажування. Так як існує можливість керування значенням ψ навіть без зміни матеріалу з допомогою технологічних методів, то це дає змогу збільшувати довговічність при двочастотних процесах, підвищуючи значення ψ .

Також були проведені дослідження впливу параметра кута нахилу кривої втоми на відносну довговічність. З рівнянь (3.34, 3.35) випливає, що зміна кута нахилу прямо не впливає на відносну довговічність при однакових значеннях N_H . Результати досліджень показані на рис. 3.21.

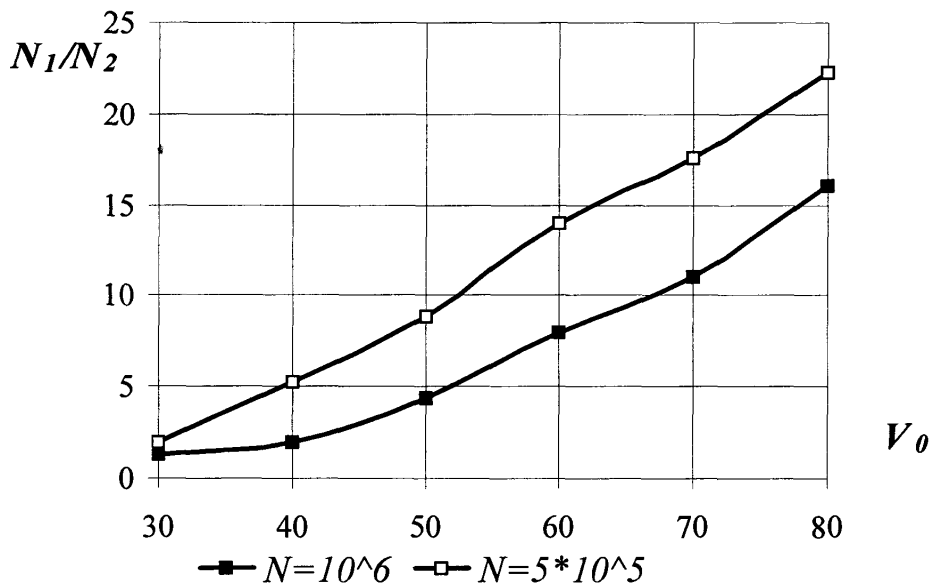


Рис. 3.21. Залежність відносної довговічності від параметра кута нахилу кривої втоми.

Вони свідчать про значну чутливість відносної довговічності до кута нахилу кривої втоми, особливо при високому рівні низькочастотного навантаження і значеннях V_0 більших 50, тобто зменшення V_0 призводить до збільшення довговічності при однакових інших умовах.

Отже, можна зробити висновок про необхідність комплексного урахування параметрів навантажування і характеристик опору втомі елементів конструкцій та деталей, які підлягають впливу двочастотного навантажування. Попередню оцінку довговічності пропонується проводити з допомогою наведеної методики. Особливої уваги заслуговує висновок про можливість збільшення довговічності з допомогою керування параметрами V_0 і ψ .

3.4. Розроблення удосконаленої методики прогнозування довговічності та залишкового ресурсу НШ в типових умовах експлуатації

Забезпечення надійної роботи елементів конструкцій та деталей машин є складною і багатоплановою задачею. Це в повній мірі стосується оцінки довговічності та залишкового ресурсу НШ. Її можна вирішити тільки шляхом поєднання зусиль на окремих етапах: від стадії проектування, де закладається надійність, через стадію виготовлення, де вона забезпечується, до стадії експлуатації, де надійність повинна реалізуватися.

Головний критерій надійності експлуатації елементів конструкцій та деталей машин є виключення їх руйнування під час усього строку експлуатації. Для цього необхідно забезпечити відповідність напруженого стану реальній властивості матеріалу опиратися руйнуванню протягом заданого терміну з урахуванням усіх значущих факторів. Слід враховувати механізми руйнування матеріалів, які можуть проявити себе під час експлуатації, такі як у першу чергу, втомні процеси (багатоциклова, малоциклова втома, термічна, контактна, циклічна повзучість), часто поєднані з корозійними процесами. Так, втома вже більше століття є головним питанням інженерів. Однак, незважаючи на величезну кількість досліджень, які проводилися в цілому світі і значний прогрес у розумінні процесів руйнування, аварії, пов'язані зі втомою, все ще є звичайним

явищем. Так, в роботі [142] показано, що більше 90% усіх руйнувань інженерних конструкцій, що трапляються у світі, є безпосереднім наслідком втомних процесів. Тому питання прогнозування довговічності та залишкового ресурсу деталей в типових умовах експлуатації є актуальним, особливо для відповідальних деталей та елементів конструкцій, руйнування яких може призвести до важких аварій. Це в повній мірі стосується колони насосних штанг, де аварії пов'язані зі значними матеріальними збитками.

Для визначення залишкового ресурсу НШ за її фактичним пошкодженням необхідно користуватися імовірнісними методами розрахунку. Ефективність і перспективність використання імовірнісних методів розрахунку на втому пов'язані з тим, що на основі врахування закономірного розсіяння характеристик міцності і навантаженості вони дозволяють розрахувати функцію розподілу ресурсу деталі до виникнення втомної тріщини, яка є найважливішою характеристикою довговічності, надійності деталі і її поведінки в процесі експлуатації. Емпіричну оцінку функції розподілу ресурсу отримують статистичною обробкою даних про кількість випадків появи втомної тріщини в умовах експлуатації. Близькість емпіричної і розрахункової функції розподілу ресурсу є критерієм вірності використаних імовірнісних методів розрахунку і вихідних даних про навантаження і міцність.

При розробці імовірнісних методів прогнозування втомної довговічності необхідно вирішити такі задачі:

- визначення розрахункових характеристик опору втомі деталей;
- визначення параметрів навантажування деталей;
- визначення функцій розподілу ресурсу (довговічності) деталей.

Важливим етапом роботи є визначення статистичних характеристик кривої втоми. Це дозволяє проводити розрахунки залишкового ресурсу з урахуванням імовірності неруйнування, що є необхідною умовою як при плануванні діагностики деталей, так і при прийнятті рішення про їх ремонт чи заміну. Для вирішення проблеми оцінки залишкового ресурсу доцільно

використовувати кінетичні діаграми втоми [143]. При регулярному навантаженні, коли параметри циклу не змінюються в часі, імовірнісна діаграма втоми у вигляді кривих рівної ймовірності неруйнування може бути відтворена за допомогою рівнянь кривої втоми [144]

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \text{ або} \quad (3.45)$$

$$\frac{\Delta N}{N_0} = \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \bar{\sigma}_{rR}}{V} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (3.46)$$

та функцій нормального розподілу значень границі витривалості

$$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r \min} - t S_{r \max} \quad (t \geq 0). \quad (3.47)$$

Параметр V визначають за рівнянням

$$\frac{1}{V} = \frac{1}{\alpha \cdot V_0} + \frac{1}{\sigma_R}. \quad (3.48)$$

За результатами випробувань на втому деталей визначаються параметри рівняння кривої втоми (Q і V_0) і функції нормального розподілу значень границі витривалості ($\bar{\sigma}_r$ і S_r).

Визначення параметрів $\bar{\sigma}_R$, V_0 і Q проводять за методом найменших квадратів різниці $(\sigma_{R_i} - \bar{\sigma}_R)^2$ згідно з алгоритмом, наведеним в [103].

Основні рівняння для реалізації алгоритму мають вигляд

$$x_i = \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{N_i \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}; y_i = \sigma_i;$$

$$\bar{\sigma}_R = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (x_i^2) \sum_{i=1}^{i=n} y_i - \sum_{i=1}^{i=n} (x_i y_i) \sum_{i=1}^{i=n} x_i}{n \sum_{i=1}^{i=n} (x_i^2) - \left(\sum_{i=1}^{i=n} x_i \right)^2}; \quad (3.49)$$

$$V_0 = \frac{n \sum_{i=1}^{i=n} (x_i y_i) - \sum_{i=1}^{i=n} x_i \sum_{i=1}^{i=n} y_i}{n \sum_{i=1}^{i=n} (x_i^2) - \left(\sum_{i=1}^{i=n} x_i \right)^2};$$

$$\sigma_{Ri} = \sigma_i - V_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{N_i \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}.$$

Рівняння для розрахунку $\bar{\sigma}_{rR}$ при наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Рівняння для розрахунку $\bar{\sigma}_{rR}$

Імовірність неруйнування, R	Частинне значення границі витривалості, $\bar{\sigma}_{rR}$
0.8	$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_r - 1.0452 S_r$
0.9	$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_r - 1.6563 S_r$
0.95	$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_r - 2.2198 S_r$

Даний алгоритм пропонується в [135] для визначення параметрів кривої втоми натурних зразків. Провівши серію втомних випробувань при різній ступені пошкодження (в нашому випадку, з різним терміном експлуатації в типових умовах), отримаємо кінетичні діаграми втоми з імовірнісними характеристиками. Завершальним етапом методики є визначення залишкового ресурсу в імовірнісному аспекті. Розрахунок ґрунтується на закономірностях кінетичних діаграм втоми. Так, в роботі [145] для оцінки залишкового ресурсу різьбових з'єднань бурильних труб використано рівняння кривої втоми (3.39) з параметрами у функціях згинаючого моменту.

Але при цьому ми зустрінемося зі значними труднощами як при виконанні експериментів, так і при їх обробці. По-перше, для кожного ступеня пошкодження необхідно провести випробування великої кількості натурних зразків, що потребує значних матеріальних витрат. В більшості

випадків такі повномасштабні випробування провести складно, або й неможливо через економічний фактор. По-друге, навіть маючи в достатній кількості результати таких випробувань, зробити якісь висновки про залишковий ресурс дуже важко. Це пов'язано з тим, що при побудові кінетичних діаграм втоми за стандартними методиками необхідно враховувати розкид значень усіх параметрів рівняння (3.38). Розрахунки в такому випадку приводять до значно заниженої оцінки залишкового ресурсу при високій імовірності неруйнування ($P=95\%$), яка для відповідальних деталей є обов'язковою. Виникає парадоксальна ситуація, коли за розрахунками деталі після якогось терміну експлуатації вже не досягають до імовірності неруйнування $P=95\%$ і мали б бути замінені, але на практиці служать ще довгий період без значного зниження параметрів надійності. Потреба, труднощі виникають і на завершальному етапі. Так, при використанні рівнянь (3.39, 3.42) необхідно визначати коефіцієнт узгодження між кривими втоми α . Для цього використовують наближені чисельні методи, що призводить до похибок. Проблемним в багатьох випадках є питання визначення еквівалентної кількості циклів напружень ΔN в рівнянні (3.39).

Тому для побудови кінетичних діаграм втоми натурних деталей і визначенні на їх основі параметрів залишкового ресурсу необхідно розробити вдосконалену методику, яка враховувала б вище наведені закономірності.

На основі аналізу експериментальних даних нами пропонується вдосконалена методика проведення експериментальних досліджень та їх обробки. Методика дозволяє будувати кінетичні діаграми втоми натурних зразків з достатньою точністю визначення імовірнісних параметрів навіть при обмеженій кількості зразків. Суть даної методики полягає в наступному.

На першому етапі натурні деталі чи зразки-моделі групуємо за ступенем їх пошкодження (наприклад, за терміном експлуатації в типових умовах). Вибірki можуть бути і невеликими (5-10 шт.), але доцільно мати збільшену кількість зразків з початковим рівнем пошкодження (нових).

Потім проводимо серію втомних випробувань зі зразками кожної групи, починаючи з нових до найбільш пошкоджених.

Більша кількість непошкоджених зразків дозволить одержати початкові орієнтовні параметри кривої втоми з більшою довірчою імовірністю. Ці параметри використовуються для призначення рівнів експериментального навантаження зразкам з наступних серій. Рівні навантаження визначають з умови охоплення для кожної серії інтервалу багатоциклової втоми ($N = 10^4$ - 10^7 циклів до руйнування) з найбільшою рівномірністю, що значно спрощує подальші імовірнісні розрахунки.

На другому етапі усі результати зводяться в генеральну вибірку і з допомогою програми обробки даних визначаються параметри усередненої кривої втоми Q_c , σ_{Rc} і V_{0c} . Для цього згідно з рекомендаціями [103] розроблено алгоритм обробки експериментальних даних, який призначений для використання в середовищі програмування комп'ютерної математичної системи *Maple*.

На основі алгоритму нами створена комп'ютерна програма для розрахунку та графічної побудови імовірнісних кривих втоми. Вхідними параметрами є списки σ_i та N_i будь-якої довжини. На виході програми будується крива втоми та приводяться значення Q , $\overline{\sigma_R}$, V_0 та S – середньоквадратичне відхилення границі витривалості. Додаткові можливості програми полягають у побудові імовірнісних діаграм при імовірності неруйнування, крім медіанного значення $P=50\%$, також при $P=90\%$ і $P=95\%$. Їх побудова проводиться згідно з методикою, приведеною в [135]. Засоби програми дозволяють проводити розрахунок без використання таблиць в автоматичному режимі, що є досить зручно. Також обчислюється значення $N_0 = \frac{Q}{\sigma_R}$ і порівнюється з базою експериментальних досліджень N_ϵ . Якщо $N_\epsilon < N_0$, то необхідні подальші дослідження з новою базою $N_\epsilon > N_0$. Якщо ж $N_\epsilon > N_0$, то результати розрахунку є шуканими.

Так як дані параметри визначені на великій кількості експериментальних даних, то довірча імовірність отримання їх медіанних значень буде високою.

Наступний етап обробки отриманих результатів потребує деяких пояснень. Кінетичні діаграми втоми мають дуже важливу в даному випадку закономірність, яка підтверджена численними експериментальними дослідженнями, наприклад, [103]. Вона полягає в тому, що такі параметри

кривої втоми (3.38), як V_0 і $N_0 = \frac{Q}{\sigma_R}$ – кількість циклів до перегину кривої,

не залежать від ступеня пошкодження деталі чи зразка. Тому ми можемо

стверджувати, що значення V_{0c} і $N_{0c} = \frac{Q}{\sigma_{Rc}}$ є медіанними значеннями

параметрів V_0 і N_0 для кінетичних кривих втоми з різними ступенями

пошкодження. Таким чином, подальша обробка експериментальних даних

полягає у визначенні тільки третього параметра кривої (3.38), а саме, σ_{Ri} для

кожної ступені пошкодження. Алгоритм розрахунку на цьому етапі

відрізняється від описаного раніше тим, що в рівняннях (3.42)

використовуються залежності $\bar{\sigma}_{Ri} = \frac{Q_R}{N_{0c}}$ і $V_0 = V_{0c} = const$.

На основі даного алгоритму створена комплексна програма розрахунку параметрів та побудови кінетичних кривих втоми з різною імовірністю неруйнування ($P=50\%$, 90% і 95%).

Для визначення еквівалентного експлуатаційного напруження $\sigma_{екв}$ пропонується використання рівняння кривої втоми у формі (1). В такому випадку рівняння матиме вигляд

$$\Delta N = \frac{Q_1}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R1}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \frac{Q_2}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R2}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (3.50)$$

Перевагою методу є відсутність у розрахунковій схемі рівняння (3.41) з наближеним коефіцієнтом узгодження між кривими втоми α , що підвищує точність розрахунку. Визначення залишкового ресурсу проводиться також з допомогою рівняння (3.38).

Як сказано раніше, при експлуатації більшості обладнання визначення еквівалентної кількості циклів напружень ΔN є складною задачею. В першу чергу це пояснюється випадковим характером навантажування, змінами режимів експлуатації та іншими випадковими факторами. Постійний контроль навантаження тільки частково знімає цю проблему. Так, навіть при постійному моніторингу за напруженим станом у випадку складного багаточастотного навантажування зробити висновок про еквівалентну кількість циклів напружень неможливо без значних спрощень гіпотетичного характеру при схематизації процесу. Нами пропонується визначення ΔN з допомогою кінетичної діаграми втоми. Схема розрахунку показана на рис.3.22.

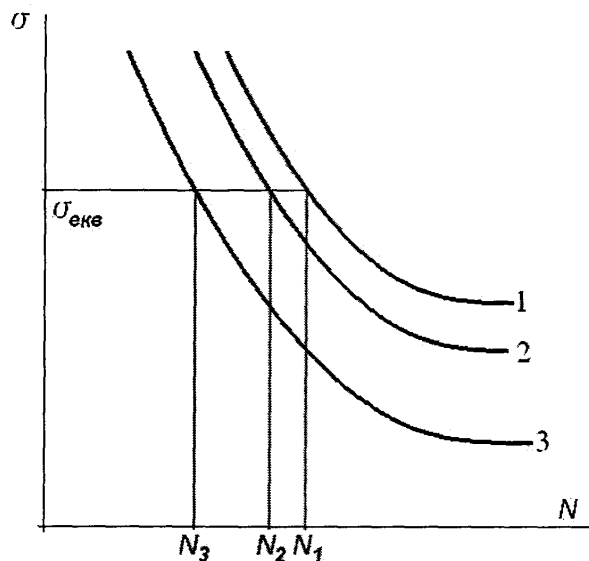


Рис. 3.22. Схема визначення еквівалентної кількості циклів навантаження з допомогою кінетичної діаграми.

Для цього необхідно мати хоча б три криві втоми з визначеним терміном експлуатації в типових умовах p_i , наприклад, за кількістю років експлуатації (див. рис. 3.22).

Зрозуміло, $p_1 < p_2 < p_3$. При достатньо великих термінах експлуатації в типових умовах можна прийняти еквівалентну кількість циклів напружень за однаковий термін експлуатації ΔN величиною незмінною.

Тоді $N_1 - N_2 = \Delta N(p_2 - p_1)$, $N_2 - N_3 = \Delta N(p_3 - p_2)$ і ми можемо записати систему рівнянь

$$\begin{cases} \Delta N(p_2 - p_1) = \frac{Q_1}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R1}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \\ - \frac{Q_2}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R2}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \\ \Delta N(p_3 - p_2) = \frac{Q_2}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R2}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \\ - \frac{Q_3}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R3}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \end{cases}, \quad (3.44)$$

розв'язком якої і будуть шукані величини ΔN і $\sigma_{екв}$. Якщо у нас є результати більше як для трьох термінів експлуатації, то необхідно скласти і розв'язати не одну систему рівнянь (3.44), а декілька для комбінацій $N_i - N_j$. Безперечно, їх розв'язки будуть відрізнятися один від одного через статистичне розсіяння. Провівши статистичну обробку отриманої інформації, наприклад, з допомогою методу найменших квадратів, значення ΔN і $\sigma_{екв}$ можна знайти з більшою ступінню довірчої імовірності. Для реалізації такого методу можна скористатися наведеними вище алгоритмами, провівши необхідне коректування.

Таким чином, розроблено вдосконалену методику прогнозування залишкового ресурсу НШ в типових умовах експлуатації з допомогою кінетичної діаграми втоми.

Зрозуміло, що розроблена методика потребує практичної перевірки. Тому наступним етапом роботи є її апробація для побудови кінетичних діаграм та прогнозування залишкового ресурсу НШ в типових умовах експлуатації, наведена в п. 4.2.

Висновки до розділу 3

4. Розроблено і обґрунтовано удосконалену аналітичну методику визначення сил та напружень в КНШ на викривленій ділянці з урахуванням зазору між НШ і НКТ. Результати досліджень за розробленою методикою показали, що:
 - 4.1. Зменшення радіуса викривлення призводить до різкого збільшення сили притискання в інтервалі 0...30 м. При більшому радіусі сила притискання стає незначною.
 - 4.2. Залежність сили притискання від кута нахилу свердловини має екстремальний характер з піком при $\varphi=10..20^\circ$. Збільшення радіуса викривлення ділянки до 50 м і більше суттєво нівелює вплив кута нахилу і зменшує силу притискання.
 - 4.3. Залежність напружень від діаметра штанги при інших рівних умовах ($\rho=100$ м, $\varphi=30^\circ$, $a=25$ мм) має лінійний характер. Збільшення кута викривлення від 0 до 20° ($\rho=100$ м, $d_{ум}=19$ мм, $a=25$ мм) різко збільшує напруження, але його подальший ріст справляє на напруження несуттєвий вплив. В найбільшій степені на напруження впливає радіус викривленої ділянки.
 - 4.4. Раціональними з точки зору надійності КНШ є профілі свердловин, в яких радіуси викривлення не менші за 50 м. При цьому діаметр насосних штанг треба вибирати мінімально допустимий з точки зору міцності. Досягнення великих кутів нахилу, навіть до горизонтальних ділянок, не є небезпечним при умові великих радіусів викривлення перехідних ділянок.

5. Розроблено розрахункову модель накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні. Моделювання базується на розробленому методі схематизації випадкових процесів та гіпотезі про можливість роздільного урахування складності структури та послідовності амплітуд процесу навантажування.
6. При аналізі випадкового процесу навантажування на етапі його приведення до еквівалентного симетричного процесу слід враховувати низькі напруження спектра навантажування. Таке врахування рекомендується проводити з допомогою рівнянь (9) і (16), які більш точно враховують чутливість до асиметрії навантажування.
7. Обґрунтовано необхідність комплексного урахування параметрів навантажування і характеристик опору втомі елементів конструкцій та деталей, які підлягають впливу багаточастотного навантажування. При цьому попередню оцінку довговічності пропонується проводити з допомогою розробленої методики. Проведені розрахунки показали високу чутливість до врахування зниження границі витривалості. Особливо відчутний вплив на довговічність спостерігається при значеннях високочастотної амплітуди близько $(0,7..0,8)^{\sigma_{-1}}$, при яких розрахункова довговічність зменшується більше ніж у 3 рази. Також слід відмітити, що вплив високочастотної складової стає помітним вже при $0,5 \sigma_{-1}$.
8. Розроблено вдосконалену методику прогнозування залишкового ресурсу КНШ в типових умовах експлуатації з допомогою кінетичної діаграми втоми.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ НШ

4.1 Оцінка навантаженості КНШ в експлуатаційних умовах

Для перевірки вимірювальної системи з використанням індуктивного давача малих переміщень проведено промислове дослідження в НГВУ “Надвірнанафтогаз” ВАТ Укрнафта.

Експерименти проводились на свердловинах № 4, 88 та 90 Добушансько-Бистрицького нафтового родовища, оснащених штанговими глибинонасосними установками (рис.4.1). Привід штангового насоса – двоплечий верстат-качалка UP12T-3000-5500, характеристики глибинного обладнання наведено в таблиці 4.1.

Попередньо на свердловинах знімались динамограми за допомогою гідравлічного динамографа ГДМ-3 та вимірювальною системою, яка базується на використанні індуктивного давача малих переміщень (див. рис. 2.3).

Одна з переваг інформаційної системи на базі індуктивного давача є те, що за її допомогою можна проводити вимірювання кількох циклів навантажень (рис. 4.1б), що дозволяє дослідити сталість процесу навантаження, уникнути помилки, пов’язаної з випадковими факторами.

Побудова динамограми, за допомогою якої можна провести порівняння результатів вимірювання, проводиться за допомогою математичної моделі [147], яка дозволяє виділити один цикл навантаження, вибрати метод згладжування даних. На рис.4.2 наведено дві динамограми, побудовані на основі обробки графіка навантаження (див. рис. 4.1б).

Причому динамограма 1 побудована безпосередньо за результатами вимірювання, а динамограма 2 – при проведені згладжуванні динамограми 1 за методом найменших квадратів. Ці графіки показують, що

чутливість індуктивного давача дозволяє аналізувати не тільки низькочастотні коливальні процеси, які проходять в штанговій колоні, але й вібраційні.

Таблиця 4.1

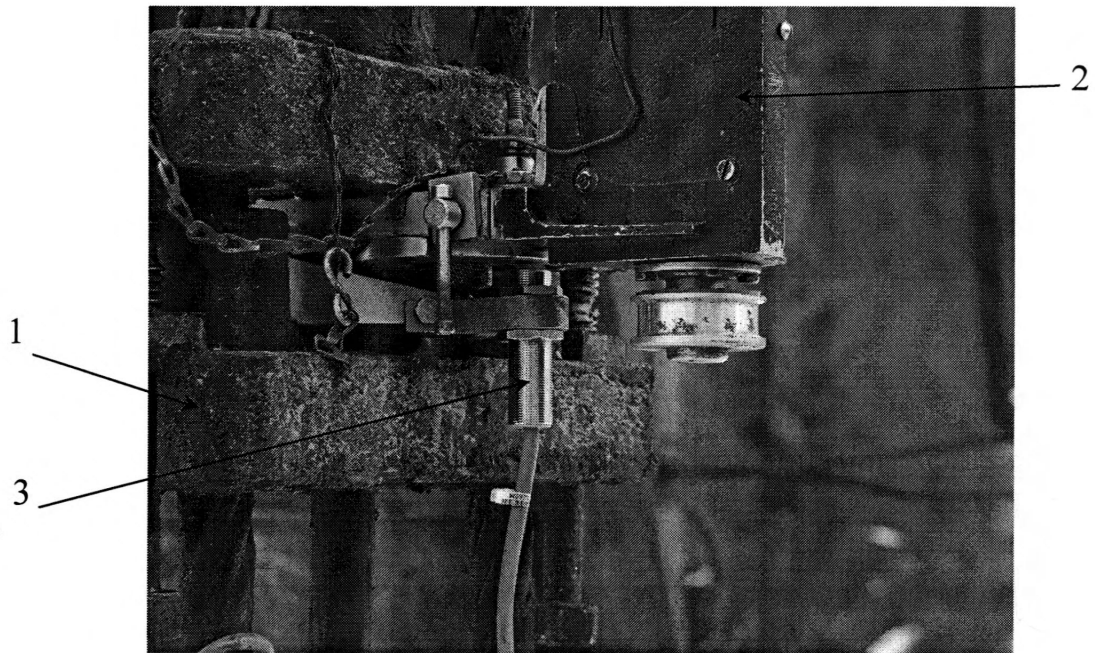
Характеристики глибокого обладнання

Параметр	Св. № 4	Св. № 88	Св. № 90
Діаметр насоса, мм	32	32	32
Число качань балансира, кач./хв.	6.5	6.5	6.5
Довжина ходу плунжера, м	3	3	3
Компоновка штангової колони:			
1 ступінь – 25 мм, шт.	42	16	59
2 ступінь – 22 мм, шт.	77	107	110
3 ступінь – 19 мм, шт.	99	104	82
Глибина підвіски насоса, м	1791	1823	2002.74
Протитиск на гирлі, МПа	1.7	1.7	1.7

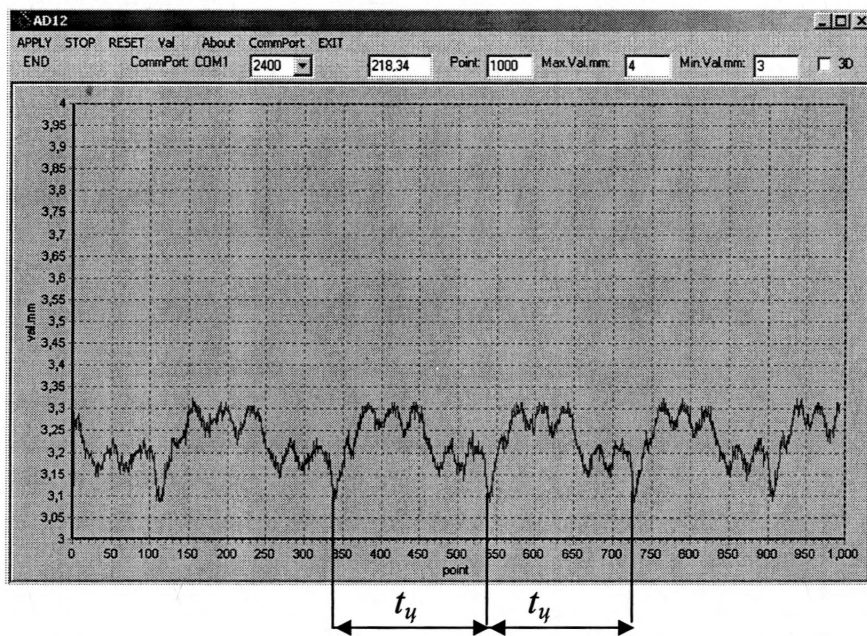
Порівняння якості визначення навантажень системою з індуктивним давачем та поширеним методом розшифровки динамограм [147] проведено в табл. 4.2.

Порівняння результатів вимірювань значень динамограм, приведених в табл. 4.2, здійснюється відносно динамограми, знятої гідравлічним динамографом і свідчать про те, що в більшості випадків відхилення результатів досить значне і досягає 10%-15%. Однак ці результати узгоджуються з похибкою результатів обробки динамограми, отриманої на

паперовій стрічці за допомогою гідравлічного динамографа, аналіз якої проведено в розділі 2.1.1.



а)



б)

Рис. 4.1. Проведення експериментальних досліджень на 88 свердловині:

а) підвіска верстата-качалки з встановленим динамографом, оснащеним індуктивним давачем малих переміщень:

1 – штангова підвіска; 2 – динамограф ГДМ-3; 3 – індуктивний давач;

б) вікно програми при роботі індуктивного давача.

Порівняння експериментальних даних, отриманих за допомогою
гідравлічного динамографа та індуктивного давача

Розрахункові параметри	Динамограма					
	Теоретична	ГДМ-3	Індуктивний давач (згладжена)		Індуктивний давач (коливання)	
	Значення	Значення	Значення	% відхилення	Значення	% відхилення
Максимальні діючі навантаження, кН	58,67	61,73	61,57	0,26	64,13	3,9
Мінімальні діючі навантаження для ходу вниз, кН	45,45	39,82	44,85	12,6	40,576	1,9
Мінімальні діючі навантаження, кН (низька посадка)	-	29,84	34,96	17,1	32,93	10,4
Вага рідини над плунжером, кН	13,23	15,35	12,67	17,4	12,67	17,4
Втрата ходу плунжера для початку ходу вниз, м	0,22	0,43	0,37	13,9	0,423	1,6
Втрата ходу плунжера з урахуванням низької посадки, м	-	1,31	1,1	16	1	23,6
Густина рідини, кг/м ³	920	-	912		912	
Вага рідини, кН	13,23	13,3	12,67	4,7	12,67	4,7
Динамічний рівень рідини, м	-	-	500	-	500	-
Вага колони штанг в рідині, кН	45,45	42,63	47,66	11,8	47,66	11,8
Технічний стан глибинного насосу	Низька посадка плунжера		Низька посадка плунжера		Низька посадка плунжера	

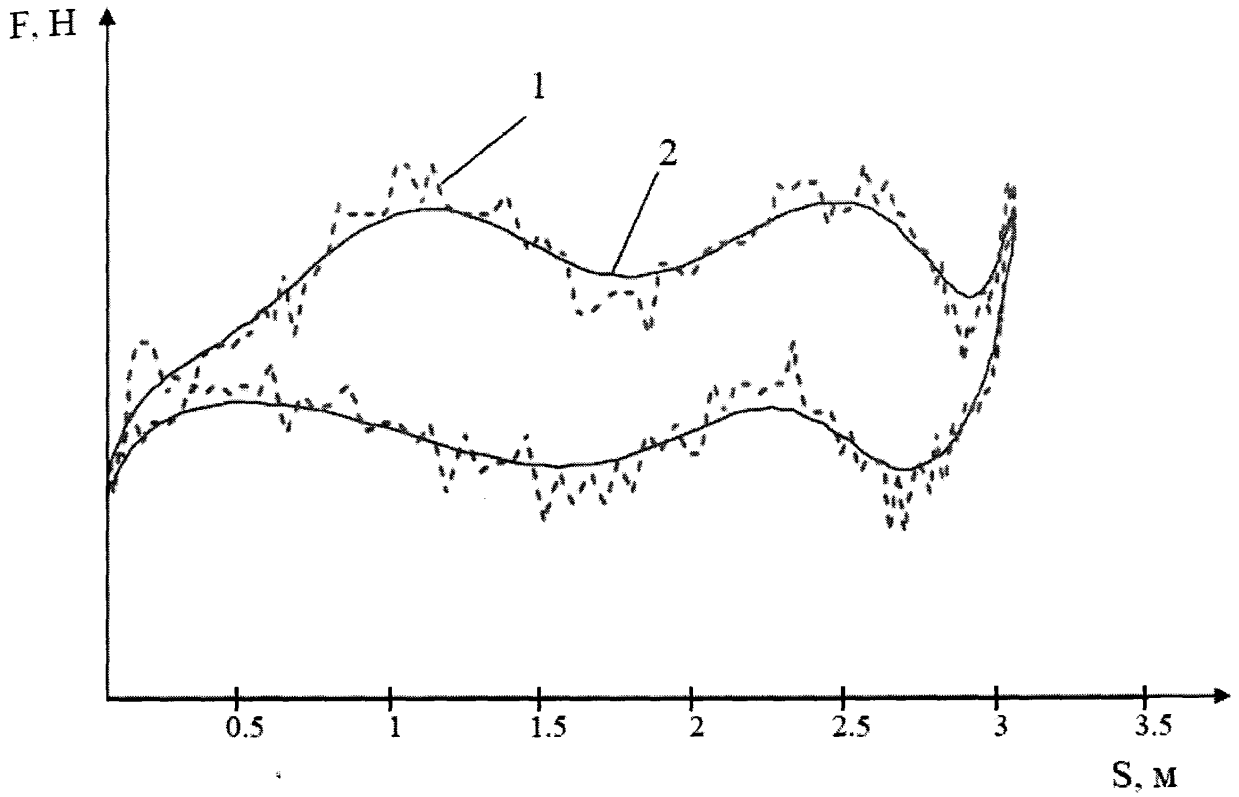


Рис. 4.2. Динамограми, побудовані на основі обробки графіка навантаження:

- 1 – без обробки результатів вимірювання;
- 2 – при згладжуванні методом найменших квадратів.

4.2. Удосконалена методика обробки результатів вимірювань

Аналіз теоретичних розрахунків параметрів (табл. 4.2), проведених при розшифровці динамограм згідно з існуючою методикою [147] та результатами вимірювань навантажень, свідчить, що існує досить суттєва їх розбіжність з експериментальними даними. Її можна пояснити складним впливом параметрів газонафтової суміші на зміну навантаження, що діє в точці підвіски штанг.

З метою перевірки цього впливу на свердловині № 4 Довбушансько-Бистрицького родовища вдосконаленим динамографом було знято дві динамограми. При цьому після перших вимірів навантажень верстат-качалку було зупинено на 30 хв., після чого проведено зняття наступної динамограми і визначення максимальних та мінімальних навантажень. В першому випадку максимальні навантаження склали 67256 Н для згладженої динамограми та 70500 Н при врахуванні коливань вищих амплітуд, мінімальні навантаження склали 54321 Н та 51403 Н відповідно. Після зупинки верстата-качалки динамічний рівень рідини за трубами НКТ піднявся, що привело до зменшення гідродинамічного тиску стовпа рідини, що знаходиться в колоні НКТ на плунжер, а отже й максимального навантаження на ΔF . В той самий час мінімальне навантаження змінилось незначно. Це підтверджує той факт, що динамічний рівень в більшій мірі впливає на значення максимального навантаження, яке обумовлюється впливом ваги рідини, яку можна визначити за відомою формулою [18]:

$$G_{pid} = A_{nl} \cdot \rho_{pid} \cdot g \cdot (L - H_{дин}) \quad (4.1)$$

Зменшення максимального навантаження приводить до зменшення кутів передачі навантаження з штанг на НКТ, а отже до збільшення корисної роботи.

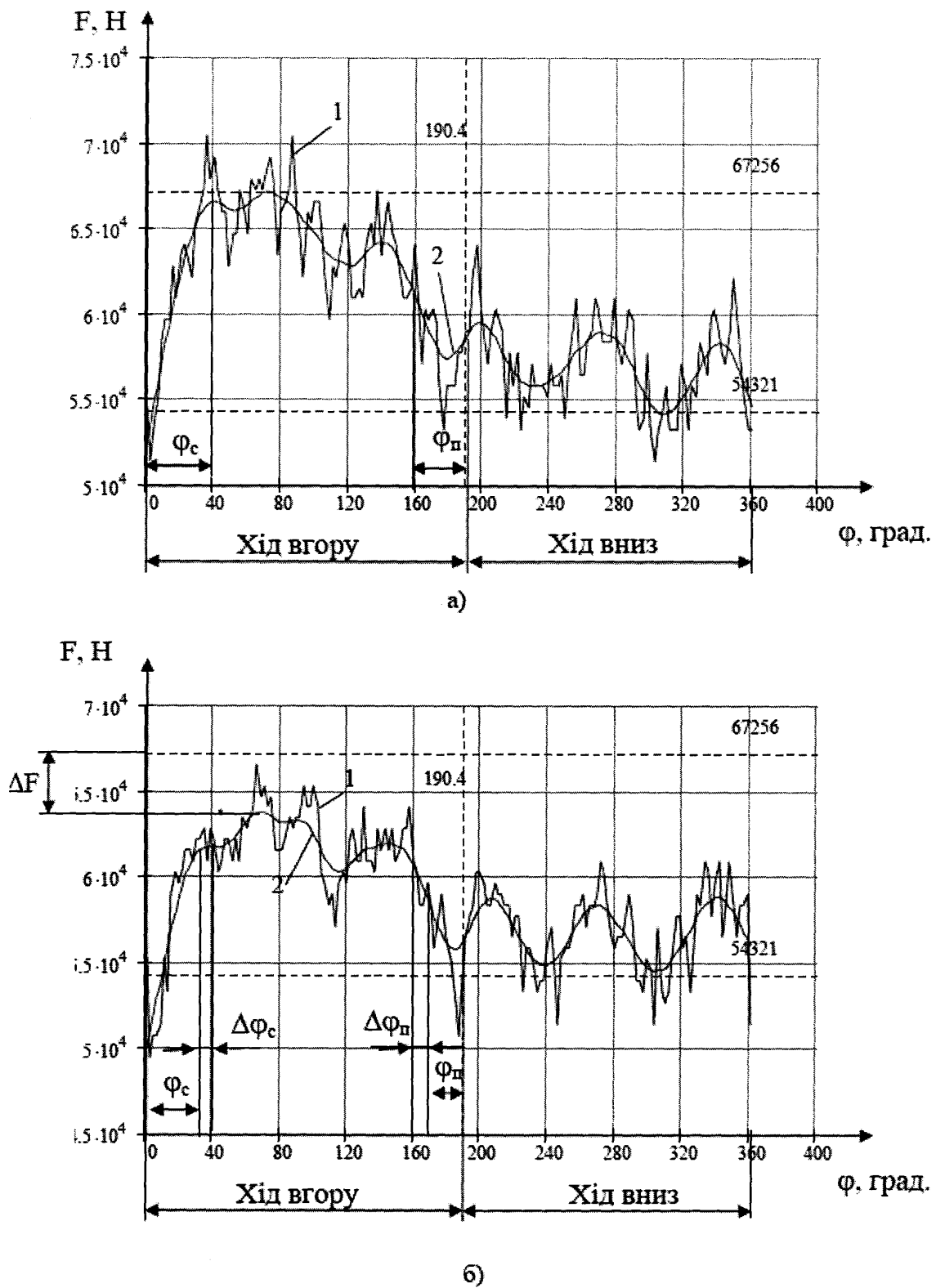


Рис. 4.3. Графіки навантаження отримані при дослідженні свердловини № 4:

а) – первинний; б) – через 30 хв.:

1 – без обробки результатів вимірювання;

2 – при згладжуванні методом найменших квадратів.

Так, згідно з рис. 4.3б зміна навантаження склала 3427 Н, при цьому кут сприйняття навантаження для руху штанг вгору зменшився на 8° , для передачі навантаження на початку руху вниз – зменшився на 11° . Відмінність кутів сприйняття та передачі навантаження можна пояснити впливом коливань штангової колони низьких частот.

Величину зміни динамічного рівня можна визначити за формулою:

$$\Delta H = \frac{\Delta F}{A_{nl} \cdot \rho_{pid} \cdot g} \quad (4.2)$$

Згідно з наведеними на графіках 4.3а,б даними він змінився на 473 м.

Знаючи об'єм простору за НКТ та експлуатаційною колоною, можна визначити приплив рідини з пласта та задати необхідне число качань для підтримання заданої величини динамічного рівня і стабілізації навантаженості штангової колони.

Приплив рідини з свердловини за час зупинки насоса можна визначити за формулою:

$$Q_{св} = 47.124 \cdot (d_{ек}^2 - d_{НКТ}^2) \cdot \frac{\Delta H}{t_3}, \text{ м}^3/\text{ГОД}. \quad (4.3)$$

Продуктивність глибинного насоса [18]:

$$Q_n = 1440 \cdot A_{nl} \cdot s \cdot n \cdot \alpha_n, \text{ м}^3/\text{ГОД}. \quad (4.4)$$

Прирівнюючи (4.3) та (4.4), можна визначити для заданого діаметра плунжера довжину ходу та число качань насоса, при яких можлива стабілізація динамічного рівня рідини, тобто узгодити приплив рідини з свердловини та подачу глибинного насосу.

Розрахунки проведені по даній методиці для дослідної свердловини (див. рис. 4.3) показали, що для підтримання необхідного динамічного рівня число качань балансира необхідно знизити до $n = 2.15$ кач./хв., а довжину ходу плунжера до 1 м.

Для визначення впливу частоти коливань балансира на зміну навантаженості колони штанг було проведено експеримент на свердловині № 4 при двох частотах качань: 6,5 кач./хв. (рис. 4.4а) та 8 кач./хв. (рис. 4.4б).

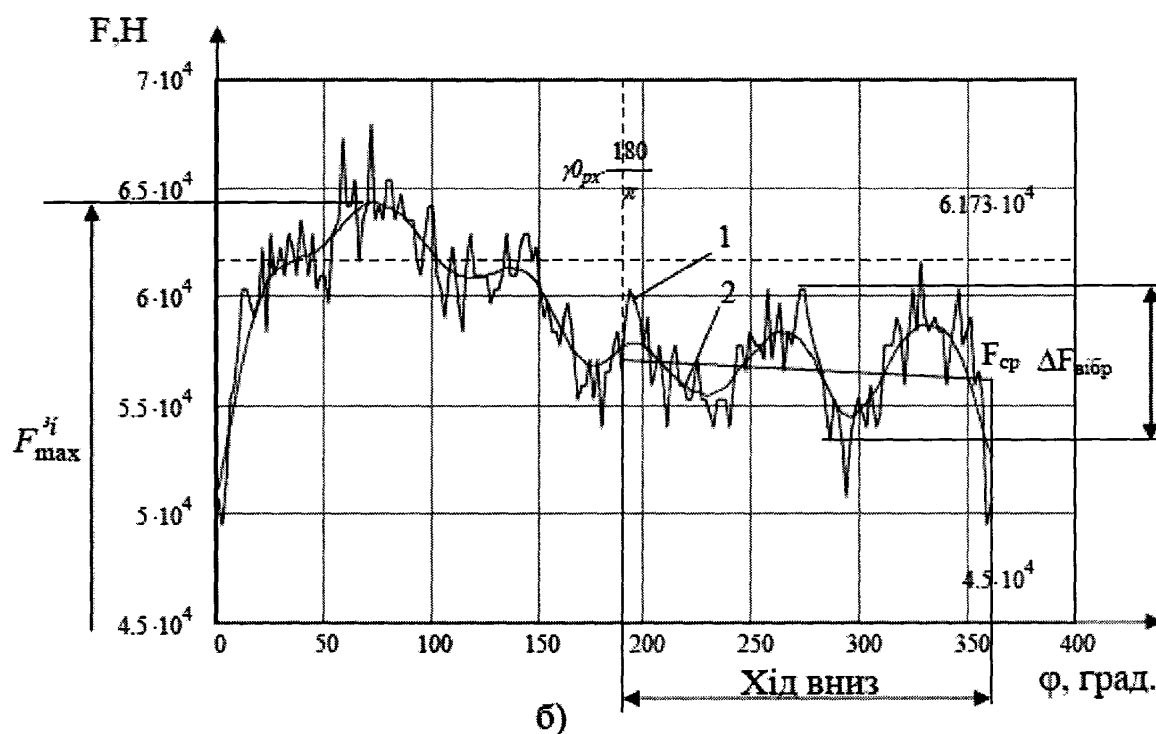
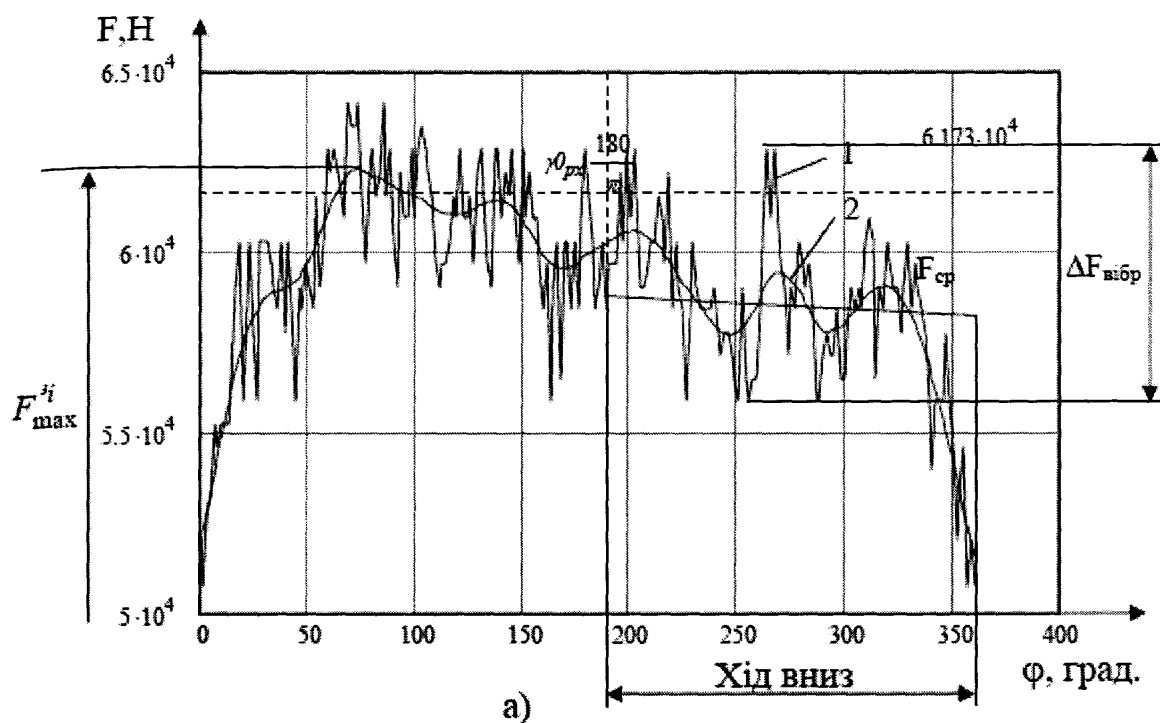


Рис. 4.4. Графіки навантаження, записані на свердловині № 4 при:

а) $n = 6.5$ кач./хв.; б) $n = 8$ кач./хв.;

1 – з урахуванням інерційної складової та коливань високих частот;

2 – з урахуванням інерційної складової та коливань низьких частот.

На рисунках наведені графіки, отримані з врахуванням коливань високих частот та усереднені за методом найменших квадратів. Порівнюючи графіки навантажень, необхідно враховувати, що при роботі верстата-качалки навантаження, яке сприймає колона штанг у верхній частині, містить наступні складові [148]:

$$F_{max} = F_{ст(в)} + F_{ін(в)} + F_{вібр(в)} + F_{тер(в)}$$

$$F_{min} = F_{ст(н)} - F_{ін(н)} - F_{вібр(н)} - F_{тер(н)}$$

де F_{max} , F_{min} – максимальне та мінімальне значення сили корисного опору;

$F_{ст(в)}$, $F_{ст(н)}$ – статичні (постійні) навантаження спричинені вагою штанг у рідині та силою гідростатичного тиску стовпа рідини, що знаходиться в насосно-компресорних трубах (НКТ), на плунжер глибинного насосу;

$F_{ін(в)}$, $F_{ін(н)}$ – інерційні навантаження, спричинені прискоренням колони штанг у верхній та нижній мертвих точках та інерцією стовпа рідини в момент початку його руху;

$F_{вібр(в)}$, $F_{вібр(н)}$ – вібраційні складові навантаження, викликані коливаннями колони штанг;

$F_{тер(в)}$, $F_{тер(н)}$ – сили тертя, які складаються з сил тертя штанг об труби та плунжера об стінки циліндра насоса, а також сил гідравлічного опору та гідравлічного тертя штанг у рідині.

Найбільші зміни значення сили, що діє в точці підвісу штанг, спричиняють статичні навантаження. Динамограма, отримана при врахуванні тільки цих складових, називається теоретичною. Інерційні та вібраційні складові сприяють додатковому навантаженні штанг і змінюють теоретичну динамограму, вносячи в неї певні зміни. В цьому випадку на вид графіка навантаження впливає як технічний стан свердловинного обладнання, так і властивості нафтогазової суміші [149, 150].

Загальноприйнятною є думка, що максимальне навантаження залежить від динамічної складової – сили інерції, складовими якої виступають вага рідини та штанг і прискорення точки підвіски штанг. В зв'язку з цим режим

роботи СШНУ на більших частотах качань вважають більш небезпечним. Дане твердження підтверджується і при розгляді згладжених графіків навантаження, оскільки для 6,5 кач./хв. $F_{\max}^{in} = 63,23$ кН, а для 8 кач./хв. – $F_{\max}^{in} = 64,33$ кН. Проте врахування тільки статичних та інерційних складових не дозволяє зробити вірний висновок про більш небезпечний режим навантаження. Це пов'язано з тим, що зміна частоти коливань балансира разом з параметрами свердловинного обладнання та газорідинної суміші впливає на вібраційну складову навантаження, тобто змінює амплітуду та частоту коливань високих частот, які неможливо виміряти існуючими гідравлічними динамографами (див. рис. 2.1).

В той же час, порівнюючи графіки навантаження свердловини № 4 можна відмітити, що при переході на вищу частоту коливань балансира зменшились як амплітуда, так і частота коливань високих частот. Наприклад, при 6.5 кач./хв. отримано 60 максимумів графіка навантаження, а при 8 кач./хв. – 48 максимумів, тобто вібраційна складова зменшилась. Максимальна амплітуда коливань при 6.5 кач./хв. становила $\Delta F_{\text{вібр}} = 6.8$ кН, при 8 кач./хв. становила $\Delta F_{\text{вібр}} = 4.2$ кН, тобто амплітуда коливань також зменшилась. В зв'язку з цим, враховуючи пошкоджуючу дію коливань всіх частот, можна стверджувати, що режим навантаження штанг при $n=8$ кач./хв. менш пошкоджуючий. З іншого боку, порівнюючи амплітуди низьких частот можна відмітити, що зростання частоти качань балансира призвело до виникнення резонансу під час ходу штанг вниз. Це видно з порівняння відхилення графіка навантаження відносно свого середнього значення F_{cp} . Так, при $n = 6.5$ кач./хв. амплітуда відхилення ΔF_{cp} складає 0.926 кН і залишається практично постійною, а при $n = 8$ кач./хв. амплітуда відхилення ΔF_{cp} поступово збільшується від 0.49 кН на початку ходу штанг вниз і до 1.32 кН в кінці ходу.

Тому при переході на інше число качань балансира не можна відразу однозначно стверджувати про вплив змін на навантаженість штангової

колони. Такий висновок можна зробити після комплексної оцінки зміни наступних параметрів:

- максимального та мінімального значення навантаження;
- частоти коливань високих та низьких частот;
- амплітуди коливань високих та низьких частот;
- швидкості передачі навантаження на штанги.

Про те, що ці параметри індивідуальні для кожної свердловини, свідчить також графік навантаження, отриманий на свердловині № 88 (рис. 4.5), яка експлуатується насосом з діаметром плунжера 32 мм, тобто того ж діаметру, що й встановленим на свердловині № 4, розміщеними практично на однаковій глибині, при числі качань балансира $n = 6.5$ кач./хв.

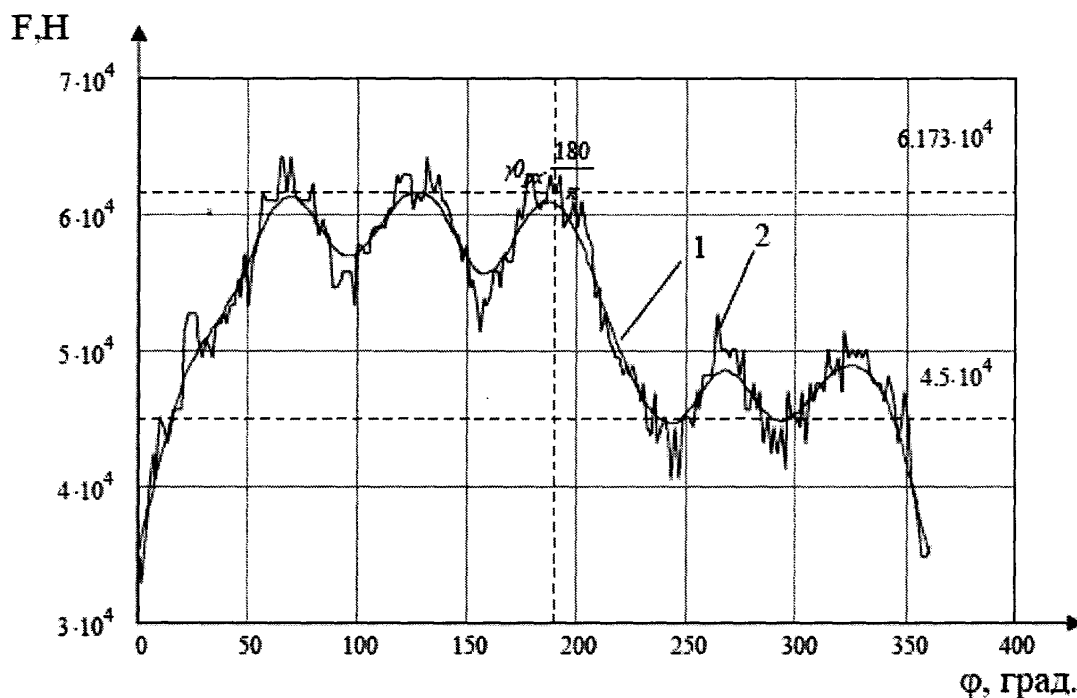


Рис. 4.5. Графіки навантаження, записані на свердловині № 88

при $n = 6.5$ кач./хв.:

- 1 – з врахуванням інерційної складової та коливань високих частот;
- 2 - з врахуванням інерційної складової та коливань низьких частот.

4.3. Визначення довговічності та залишкового ресурсу НШ

4.3.1. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації.

Як сказано раніше, проблема забезпечення надійності колони насосних штанг в умовах корозійно-втомного пошкодження є надзвичайно актуальною. Важливе теоретичне та практичне значення для вирішення цієї проблеми має визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації.

Визначенню довговічності та надійності колони насосних штанг присвячена велика кількість теоретичних та експериментальних досліджень, наприклад, [14, 18, 31, 77]. Так, важливим результатом роботи [77] є визначення критичних розмірів корозійно-втомних тріщин в насосних штангах та залежності швидкостей їх розвитку від частини виробленого ресурсу. В роботі [31] приведені криві втоми як нових насосних штанг, так і після вироблення частини експлуатаційного ресурсу та відновлення технологічними методами. Але недостатньо вивченими є важливі для забезпечення надійності насосних штанг питання, такі як закономірності зниження границі витривалості та вичерпання ресурсу в процесі експлуатації з урахуванням імовірності неруйнування. Потужним методологічним засобом вирішення таких питань є використання кінетичних діаграм втоми з урахуванням закономірностей кінетики накопичення корозійно-втомного пошкодження. Тому однією з задач даної роботи є визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації з допомогою кінетичної діаграми втоми.

Методика експериментальних досліджень наведена в п. 2.2.

Генеральна вибірка експериментальних даних наведена на рис. 4.4. У результаті обробки з допомогою наведеної в п. 3.4 уточненої методики отримали такі параметри усередненої кривої втоми (рис. 4.4) у вигляді (3.38):

$$- Q_c = 2,877 \cdot 10^7 \text{ МПа};$$

- $\sigma_{Rc} = 89$ МПа;
- $V_{oc} = 429,5$ МПа;
- $N_{oc} = \frac{Q_c}{\sigma_{Rc}} = 3,23 \cdot 10^5$ цикли.

Наступним етапом обробки є визначення параметрів кінетичної діаграми насосних штанг. Результати розрахунку, проведені згідно з приведеною в п. 3.4 методикою, наведені в таблиці 4.3. Кінетична діаграма для імовірності неруйнування $P=50\%$ показана на рис. 4.5.

Таблиця 4.3

Параметри кінетичної діаграми корозійної втоми насосних штанг

Термін експлуатації K , роки	Q , МПа	σ_R , МПа	V_0 , МПа	N_o , цикли	\bar{S}_{σ_R} , МПа
$K=0$ (нові штанги)	$3,268 \cdot 10^7$	101,0	429,5	$3,23 \cdot 10^5$	47,8
$K=4$	$2,918 \cdot 10^7$	90,3			31,9
$K=8$	$2,026 \cdot 10^7$	62,6			27,8

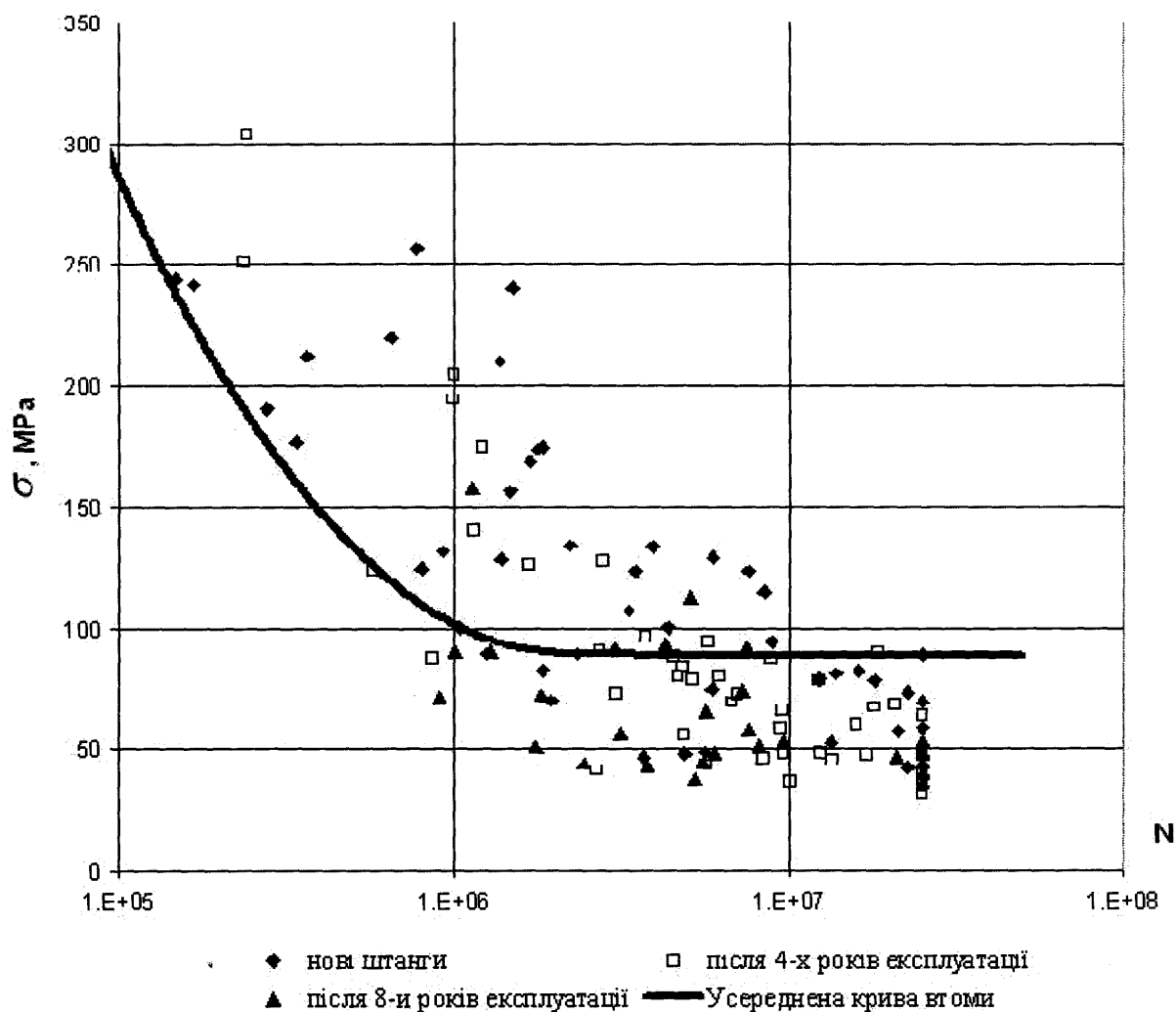


Рис. 4.4. Результати випробувань та усереднена крива втoми.

Завершальним етапом обробки експериментальних даних є оцінка залишкового ресурсу насосних штанг після 8 років експлуатації в типових умовах. Для такої оцінки потрібно знати еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$, тобто напруження, яке при однаковій кількості циклів справляє такий пошкоджувальний вплив, як і напруження в реальних умовах експлуатації. $\sigma_{екв}$ було б досить просто визначити, знаючи еквівалентну кількість циклів напружень насосних штанг за рік експлуатації ΔN .

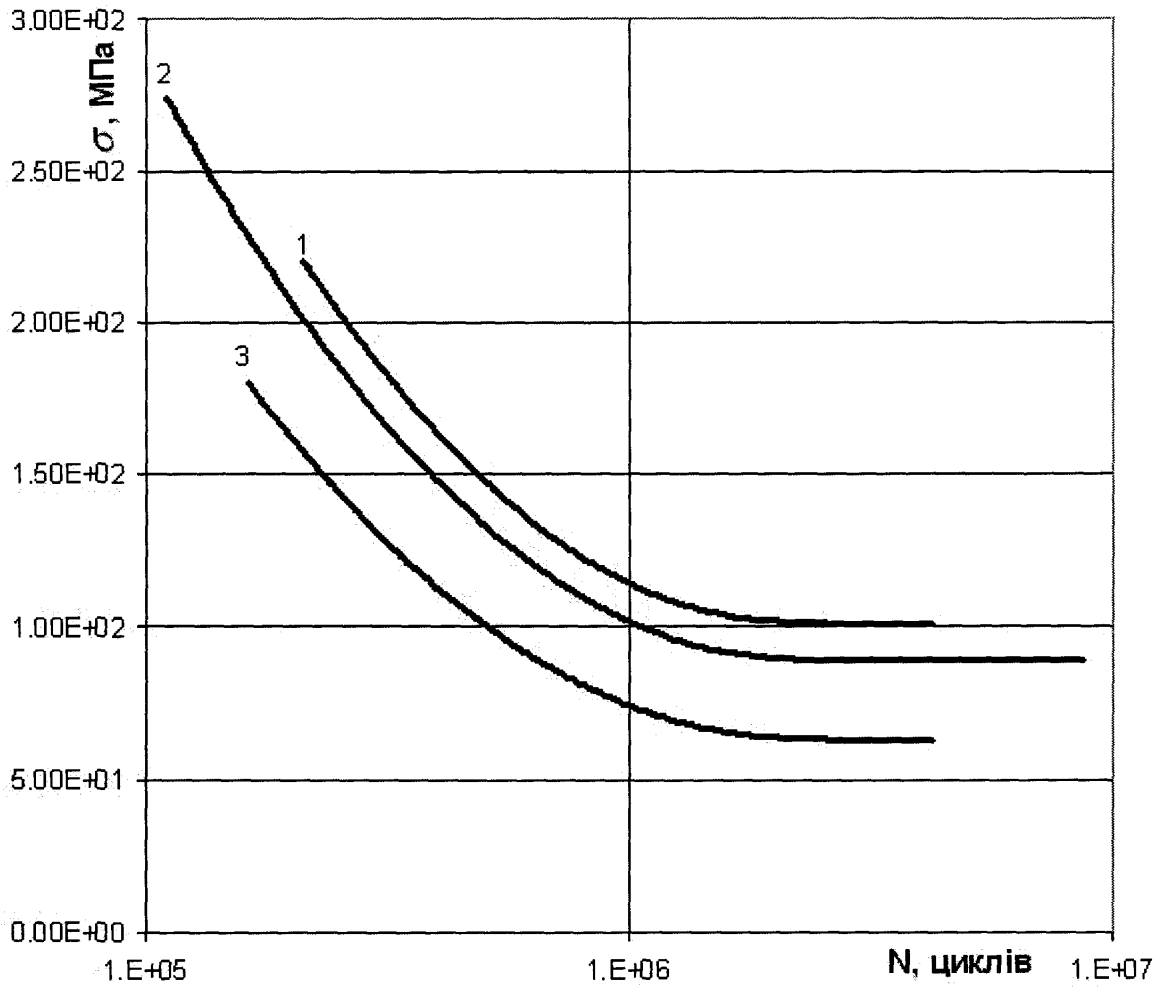


Рис.4.5. Кінетична діаграма втоми для насосних штанг:

- 1- нові штанги;
- 2 – після 4 років експлуатації;
- 3 – після 8 років експлуатації.

Але при експлуатації насосних штанг визначення ΔN є складною задачею. В першу чергу це пояснюється випадковим характером навантажування, змінами режимів експлуатації та іншими випадковими факторами. Крім того, у випадку складного багаточастотного навантажування, яке є характерним для насосних штанг, зробити висновок про еквівалентну кількість циклів напружень неможливо без значних спрощень гіпотетичного характеру при схематизації процесу. Нами пропонується новий метод визначення ΔN з допомогою кінетичної діаграми втоми.

При достатньо великих термінах експлуатації насосних штанг в стабільних умовах експлуатації можна вважати еквівалентну кількість циклів напружень за однаковий термін експлуатації ΔN величиною незмінною. Тоді можна записати систему рівнянь (3.44) у вигляді

$$\begin{cases} \Delta N(4-0) = \frac{Q_0}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R0}}{V0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \frac{Q_4}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R4}}{V0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \\ \Delta N(8-0) = \frac{Q_0}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R0}}{V0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \frac{Q_8}{\sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \bar{\sigma}_{R8}}{V0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \end{cases}, \quad (4.5)$$

розв'язком якої і будуть шукані величини ΔN і $\sigma_{екв}$. Слід відмітити, що у випадку істотно нерівномірної роботи свердловини у рівнянні (4.5) параметр p_i вже не буде описуватися кількістю років експлуатації і його необхідно розраховувати додатково за спеціальними методиками, наприклад, [7]. Розв'язок даної системи нелінійних рівнянь показаний на рис. 4.6 як перетин кривих 1 і 2.

Для більш точної оцінки в п. 3.4 пропонується додатково розглядати розв'язки усіх можливих систем рівнянь, які можна скласти з кінетичної діаграми. В нашому випадку, крім (4.5), існує ще дві системи рівнянь як інші комбінації чисел 0, 4 і 8 (4-0, 8-4 чи 8-0, 8-4). Але з рис. 4.6 видно, що усі криві перетинаються практично в одній точці, тобто усі можливі системи рівнянь мають однаковий розв'язок. В такому випадку не потрібно проводити пошук найбільш імовірних значень для трьох систем рівнянь і величини $\Delta N = 84200$ цикли і $\sigma_{екв} = 112$ МПа є шуканими. Значення еквівалентного напруження тісно корелює з даними роботи [77]. Тепер, маючи усі необхідні параметри, можна розрахувати залишковий ресурс насосних штанг Δp в роках за рівнянням

$$\Delta p = \frac{Q_8}{\Delta N \cdot \sigma_{екв}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{екв} - \sigma_{R8}}{V0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}. \quad (4.6)$$

Для імовірності неруйнування $P=50\%$ отримаємо залишковий ресурс $\Delta p = 4,8$ років.

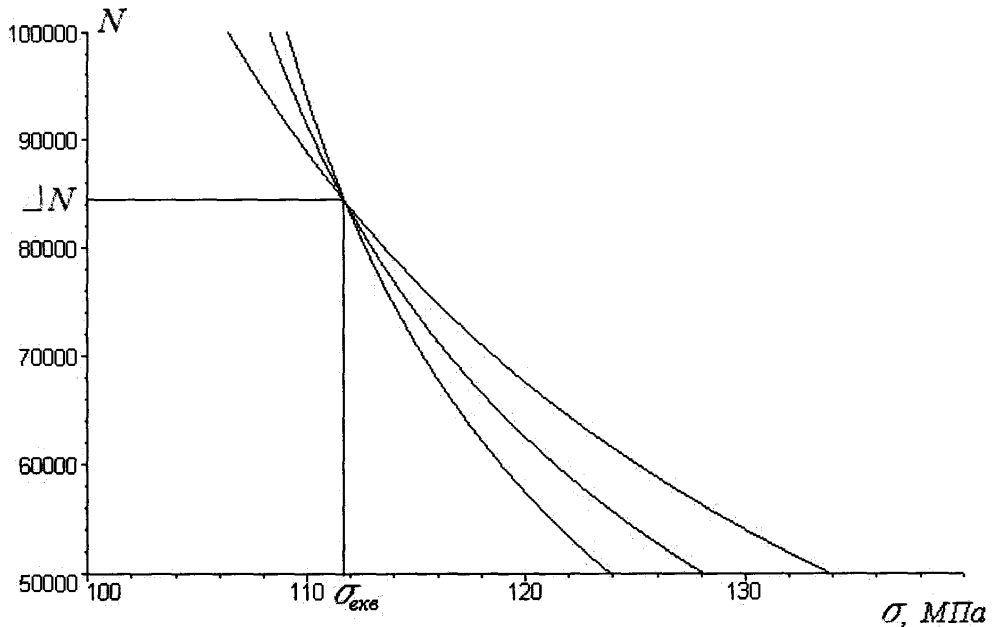


Рис. 4.6. Визначення еквівалентної кількості циклів за рік ΔN і еквівалентного напруження $\sigma_{екв}$ графічним методом.

Отже, аналіз проведених експериментальних досліджень з допомогою вдосконаленої методики прогнозування залишкового ресурсу деталей та обладнання в типових умовах експлуатації дозволив визначити параметри кінетичної діаграми корозійної втоми насосних штанг. На основі даних параметрів оцінено залишковий ресурс штанг після визначеного терміну експлуатації.

Аналіз результатів показує тенденцію зменшення розкиду значень довговічності зі збільшенням терміну експлуатації. На нашу думку, це пояснюється тим, що в початковий період роботи (період припрацювання) були відбраковані і зняті з експлуатації усі штанги з високим початковим ступенем пошкодження. Свою роль відіграє і складний характер експлуатаційного навантажування насосних штанг, яке є випадковим багаточастотним процесом з великим розкидом значень амплітуд та асиметрії. Як відомо, такий складний характер навантажування та вплив

корозійного чинника з часом призводить до згладжування закономірно високого розкиду довговічності деталей, тобто в нашому випадку до зменшення середньоквадратичного відхилення границі витривалості насосних штанг.

4.3.2. Дослідження впливу тертя НШ по НКТ на їх довговічність.

Як сказано раніше, для насосних штанг нижньої частини колони характерним є висока імовірність тертя НШ по НКТ. В таких випадках ми маємо справу з комплексним впливом контактних і неконтактних циклічних напружень. Результируючий процес ушкодження і руйнування матеріалу при одночасній дії напружень як від контактних, так і від неконтактних навантажень називають зносовтомним пошкодженням (ЗВП).

Застосування тонких експериментальних методів дослідження дозволяє вивчити і зрозуміти особливості ЗВП. Як приклад, на рис. 4.7 приведені результати [151] вивчення (методом атомно-силової мікроскопії) процесів тріщиноутворення зразків із сталі 45 при терті кочення (лівий стовпець малюнків) і при зносовтомних випробуваннях (інші малюнки) у залежності від рівня контактного тиску p_0 і величини амплітуди циклічних напружень σ_a . На малюнках (їх розмір 35×35 мкм²) показана морфологія тріщин, типова для відповідних режимів випробувань. А на гістограмі дана залежність критичної глибини h шару, що ушкоджується, від рівня циклічних напружень (при незмінному контактному тиску $p_0 = 2130$ МПа). З цих експериментальних даних можна зробити наступні висновки.

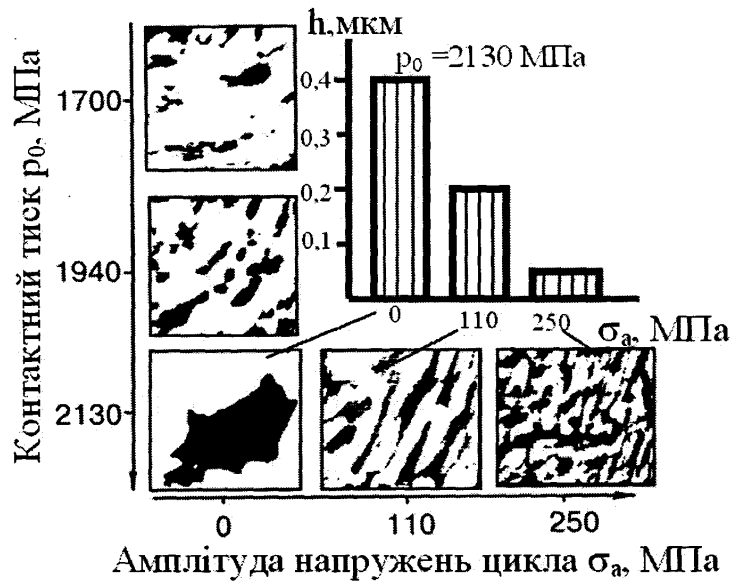


Рис. 4.7. Мікротопографія поверхневого пошкодження при терті кочення (вертикальний стовпець рисунків) і при зносовтомних випробуваннях (інші рисунки) [151].

При чистому терті кочення збільшення контактного тиску веде до посилення пластичної деформації, деформаційної фрагментації зерен, утворенню спочатку дискретних пор і тріщин, а потім і їх ланцюжків. Система деформованих зерен, ланцюжків пор і тріщин є односпрямована й орієнтована уздовж напрямку кочення. Цей процес приводить до утворення великих дискретних ямок викришування. Основними є два види зношування - відшаровування і викришування (у результаті контактної втоми). А критична глибина шару, що ушкоджується, оцінюється в 0,4-0,5 мкм.

При зносовтомних випробуваннях аналогічно спостерігається і деформаційна фрагментація зерен, і утворення пор і тріщин. Однак картина ушкодження істотно видозмінюється. Зі збільшенням амплітуди циклічних напружень прискорюється процес утворення другої системи тріщин - поперечних відносно напрямку кочення. Тому пошкодження стає розсіяним, виникає майже рівноважна сітка пересічних тріщин-пор, що облямовує дрібнодисперсні частки (фрагменти зерен) матеріалу. Чим вище циклічні напруження, тим густіше сітка тріщин-пор, тим менші і тонші

відокремлювані частинки, а критична глибина пошкодженого шару зменшується до 0,05 мкм. Тим самим запобігається утворення великих ямок викришування – у даних умовах вони не виявляються. Провідним процесом зношування в цьому випадку є поверхневе викришування. Воно характеризується відділенням з робочої поверхні дрібнодисперсних часток матеріалу, що утворюються в результаті множинного мікророзрушення по пересічних площинах і тонкому дробленні зерен. Такий механізм комплексного поверхневого ушкодження називають розсіяним ефектом множинного мікророзрушення (РЕММЗ), а саме пошкодження – контактномеханічною втомою.

З рис. 4.7 випливає: необхідно приблизно десятикратне відновлення робочої поверхні шляхом фрагментації, викришування і відділення часток металу при зносовтомних випробуваннях перш, ніж буде досягнута така ж глибина ушкодження, як при терті кочення, якщо контактний тиск в обох випадках однаковий.

Таким чином, ЗВП – це особливий і своєрідний вид поверхневого пошкодження. Його особливість у даних умовах: поверхневе викришування в результаті роботи РЕММЗ по пересічним площинах ковзання. Його своєрідність: хоча це і пошкоджуючий процес, але він може бути корисним, тому що у визначених умовах приводить до значного підвищення надійності і довговічності силової системи. При оптимальному сполученні навантажувальних параметрів досягається такий стан силової системи, коли її несуча здатність мимовільно і протягом тривалого часу підтримується (чи автоматично регулюється) тонким зношуванням (і видаленням із зони тертя) ушкодженого поверхневого шару, у результаті чого оголюється свіжа поверхня з відносно високим опором руйнуванню.

Таким чином, тертя насосних штанг по НКТ не можна безапеляційно вважати шкідливим щодо довговічності процесом. Для визначення впливу тертя необхідними є дослідження насосних штанг на фрикційну корозійновтомну довговічність.

Дослідження проводились за наведеною в підрозділі 2.3 методикою. Всього було випробувано 7 натурних зразків штанг з послідовним зменшенням амплітуди напружень. Зразок після випробувань наведено на рис. 4.8. Як бачимо, незважаючи на великий знос в зоні тертя, руйнування зразка відбулося поза цією зоною.

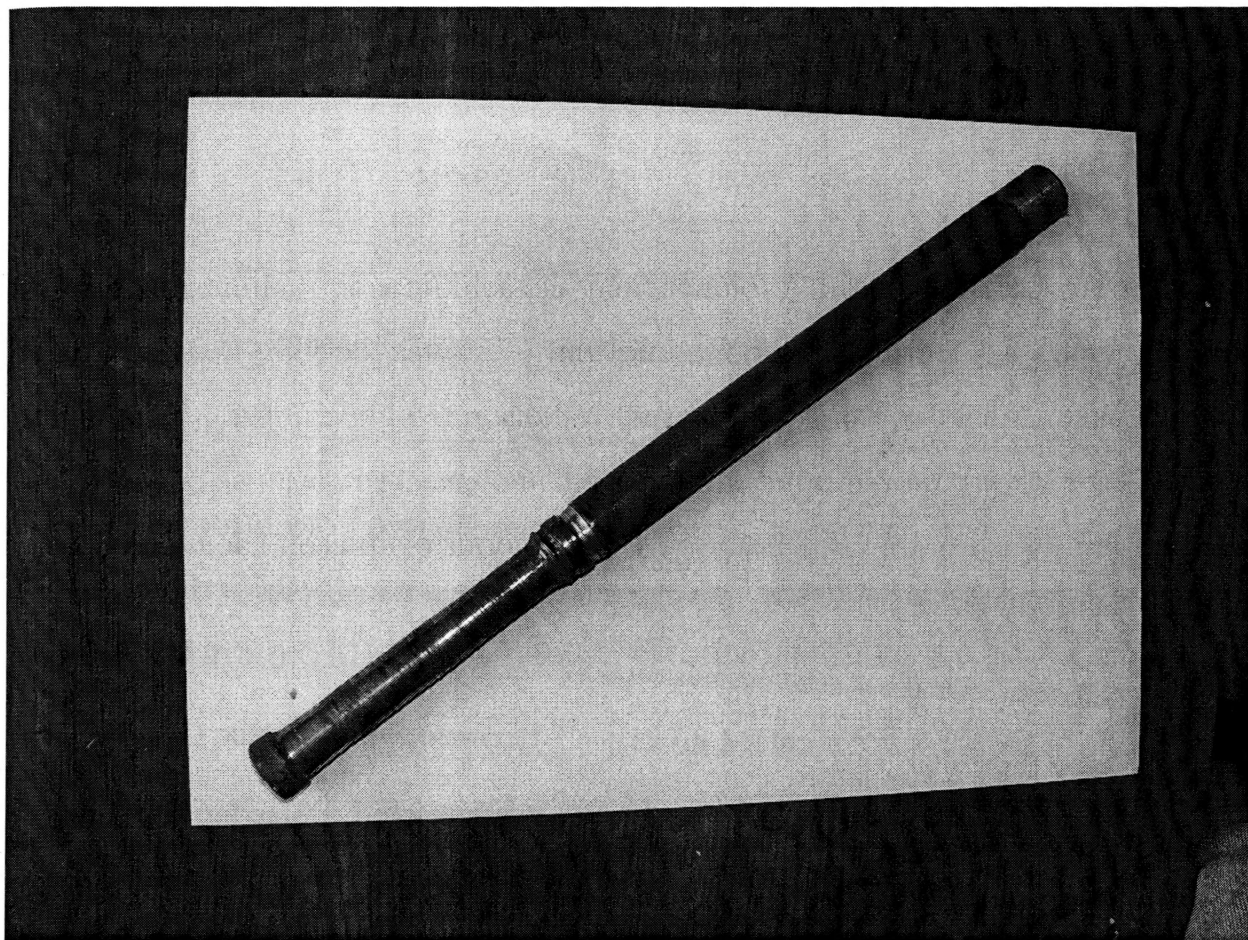


Рис. 4.8. Зразок після проведення фрикційних корозійно-втомних випробувань.

Результати досліджень наведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4

Навантаження та результати досліджень НШ на корозійну фрикційну
втому

Номер зразка	1	2	3	4	5	6	7
Навантаження, Н	550	500	450	400	350	300	250
Амплітуда напружень, МПа	240.13	218.30	196.47	174.64	152.81	130.98	109.15
Кількість циклів до зруйнування	430600	762300	1693200	3587000	9519100	34283600	70000000 (не зруйн.)

За допомогою розробленої методики (див. п. 3.4) та результатів експерименту нами визначені усереднені параметри кривої корозійної фрикційної втоми НШ:

- границя витривалості $\sigma_{-1}=127.8$ МПа;
- параметр нахилу кривої втоми $V_0=37.6$ МПа;
- кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми $N_0=14790000$.

На рис. 4.9 наведена крива корозійної фрикційної втоми, а також крива корозійної втоми (див. п. 4.2).

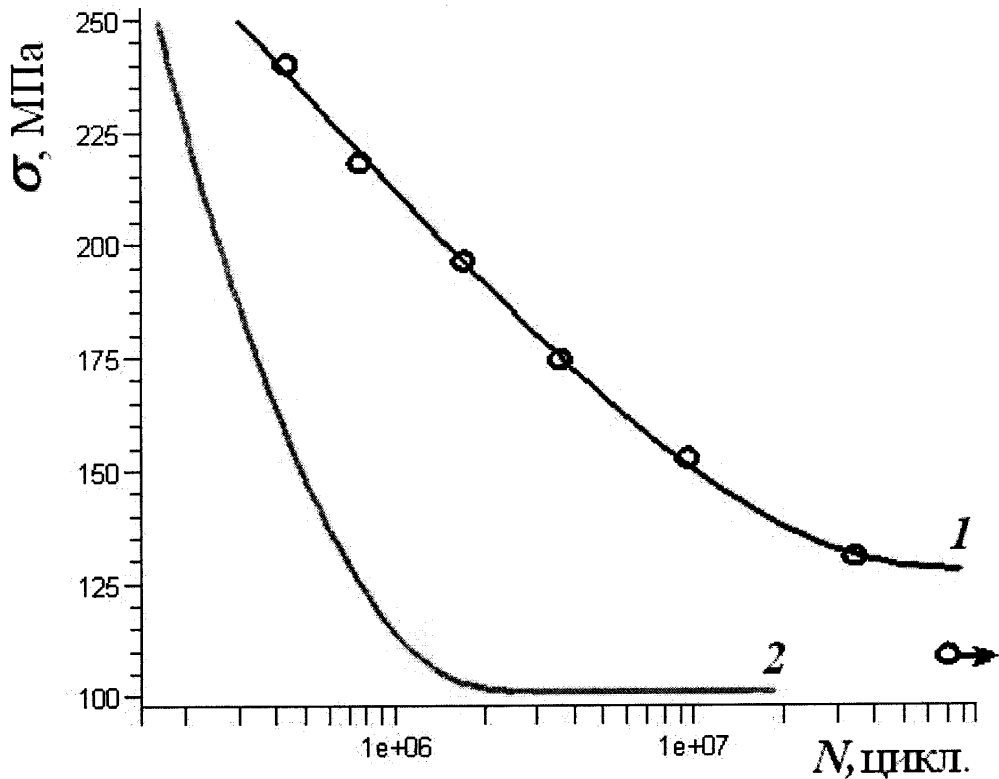


Рис. 4.9. Криві корозійної фрикційної (1) та корозійної (2) втоми НШ.

Як бачимо, в даних умовах фрикційна складова процесу пошкодження призводить до збільшення довговічності на всьому діапазоні експлуатаційних напружень, які виникають в тілі штанги. Отже, можна зробити висновок, що в звичайних умовах експлуатації КНШ (зусилля притискання штанг до НКТ до 100 Н) фрикційна складова процесу корозійної фрикційної втоми не тільки не зменшує, а навіть підвищує довговічність штанг на викривлених ділянках свердловини. Але це ніяким чином не перекреслює загальну негативну роль процесів тертя КНШ по НКТ, в першу чергу пов'язану з процесами зношування муфт та НКТ.

4.4. Прогнозування довговічності НШ з урахуванням експлуатаційної навантаженості

Для апробації вимірювальної системи з використанням індуктивного давача малих переміщень проведено промислові дослідження в НГВУ “Надвірнанафтогаз” ВАТ “Укрнафта”. Експерименти проводились на свердловинах № 4, 88 та 90 Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища, які оснащені штанговими глибинонасосними установками. Привід штангового насоса – двоплечий верстат-качалка UP12Т-3000-5500. Система зрівноважування верстата-качалки – кривошипна, на кривошипах встановлено по 2 пари противаг загальною масою 5640 кг. Приклад запису сигналів давача на свердловині № 4 наведено на рис. 4.10.

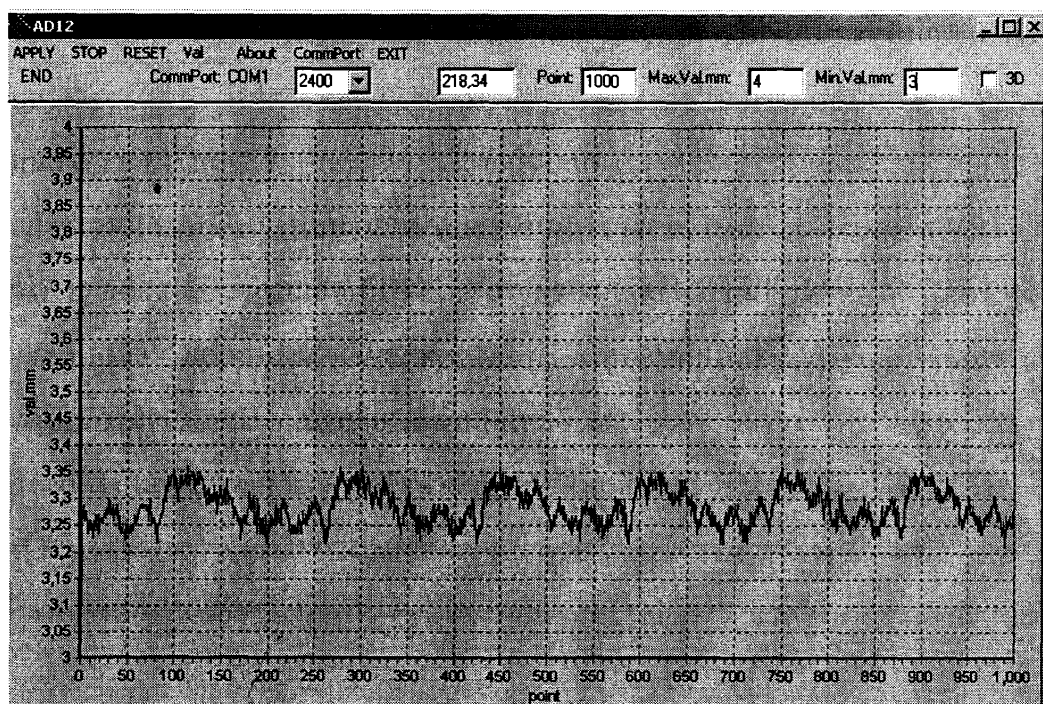


Рис. 4.10. Запис сигналів давача на свердловині № 4 Довбушансько-Бистрицького нафтового родовища.

Характеристики глибинного обладнання під час експерименту:
діаметр насоса – 32 мм;

кількість качань балансира в хв. – 8;

довжина ходу плунжера – 3 м.

Колона насосних штанг складається з трьох ступенів:

1 ступінь – 42 НШ з діаметром 25 мм;

2 ступінь – 77 НШ з діаметром 22 мм;

3 ступінь – 99 НШ з діаметром 19 мм.

Глибина підвіски насоса – 1791 м.

Протитиск на гирлі – 1.7 МПа.

Побудова графіка діючого на полірований шток навантажування проводиться згідно з тарувальною характеристикою пристрою [13].

Прогнозування довговічності слід проводити для небезпечного перерізу КНШ. З аналізу аварійності [1, 15] відомо, що одними з найбільш небезпечних в багатоступеневій КНШ є ділянки переходу на меншу ступінь.

Тому спочатку звели процес навантажування до початку ступені НШ 19 мм шляхом віднімання ваги верхніх ступенів від загальної навантаженості на полірованому штоку.

Дослідження проводились за наступною методикою. На першому етапі за методом вкладених циклів [133] з допомогою розробленого програмного забезпечення [7] провели схематизацію процесу. Графічне зображення схематизованого процесу наведене на рис. 4.11.

Звертає на себе увагу дуже складний характер процесу навантажування з великою кількістю високочастотних складових. Крім того, можна відмітити значну широкополосність процесу, про що свідчать 5 етапів схематизації [7, 133].

Другим етапом обробки є приведення усіх асиметричних циклів навантажування до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних. В результаті приведення за наведеною в [4] методикою отримано блок напружень, який складається з 408 циклів з максимальним напруженням 41,7 МПа. Розподіл еквівалентних напружень в блоці проілюстровано на рис.

4.12. Як видно з рис. 4.12, розподіл характеризується великою кількістю напружень низького рівня. Так, в блоці є 93% напружень, менших 20 МПа.

Проведені нами раніше дослідження [11] показали, що медіанна границя корозійної витривалості нових НШ з діаметром 19 мм $\sigma_{-1}=101$ МПа. Таким чином, рівень експлуатаційних напружень значно нижчий σ_{-1} , що мало б свідчити про високу довговічність НШ в умовах корозійної втоми. Але на практиці [14, 15, 18] ми спостерігаємо досить суттєву аварійність роботи колони насосних штанг з причини її корозійно-втомного руйнування. При цьому типовий розподіл кількості корозійно-втомних руйнувань КНШ в залежності від часу експлуатації має такий характерний вигляд: перші 2-3 роки експлуатації спостерігається зростання кількості аварій, потім їх зниження, стабілізація, і, після 8-10 років, поступове збільшення до повного вичерпання ресурсу.

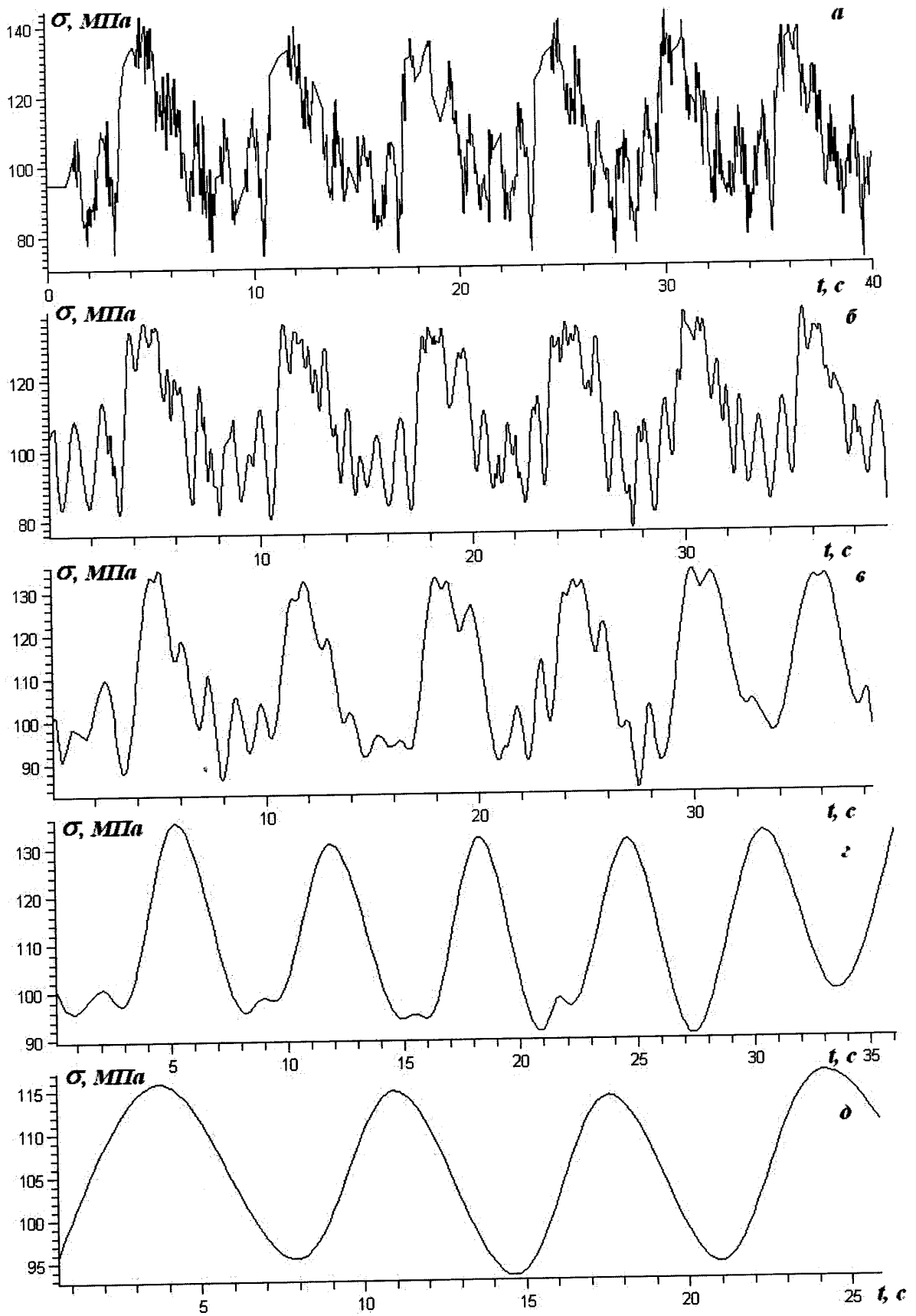


Рис. 4.11. Схематизований процес навантажування:

а – 1; б – 2; в – 3; г – 4; д – 5 етапи схематизації.

На нашу думку, це можна пояснити такими міркуваннями.

Результати наших експериментальних досліджень довговічності НШ [11] та інших авторів [22, 31, 77, 96, 152] свідчать про високий рівень статистичного розсіяння довговічності та границі витривалості промислових НШ. Наприклад, беручи до уваги наші результати [11], для імовірності неруйнування $0,9 \sigma_{-1,0,9} = 21,8$ МПа. При такому значенні границі витривалості довговічність в умовах дослідженого блоку навантажування з урахуванням зниження σ_{-1} складає всього 2,5 доби безперервної роботи. Нами проведені більш глибокі дослідження залежності довговічності від σ_{-1} . Їх результати наведені на рис. 4.13. Вони свідчать про те, що довговічність при досягненні границею витривалості значень, нижчих максимального рівня блоку експлуатаційних напружень, не перевищує 3 років безперервної роботи. Таким чином, високий рівень аварійності КНШ в початковий період пояснюється наявністю в ній НШ з низькою границею витривалості, близькою до максимального рівня експлуатаційної навантаженості. Другий пік аварійності, який настає після 8-10 років експлуатації, пояснюється незворотнім процесом поступового накопичення корозійно-втомного пошкодження НШ під час експлуатації, який спричинює зменшення високого початкового значення границі витривалості до рівня експлуатаційної навантаженості. Наприклад, наші дослідження показали зменшення медіанного значення границі витривалості за 8 років з 101 до 62,6 МПа [11].

Таким чином, можна зробити висновок про необхідність урахування при розрахунках довговічності НШ не тільки медіанного значення границі витривалості, але і її розсіяння та закономірності зниження в процесі експлуатації. На нашу думку, доцільним є комплексний метод оцінки довговічності та залишкового ресурсу на основі спільного аналізу результатів навантаженості та досліджень кінетики корозійно-втомного пошкодження. Такий аналіз дозволить визначати довговічність та залишковий ресурс НШ і, що не менш важливо, служитиме потужним інструментом підвищення

ефективності використання ШСНУ, їх надійності при виборі оптимальних режимів роботи установок в залежності від експлуатаційних факторів.

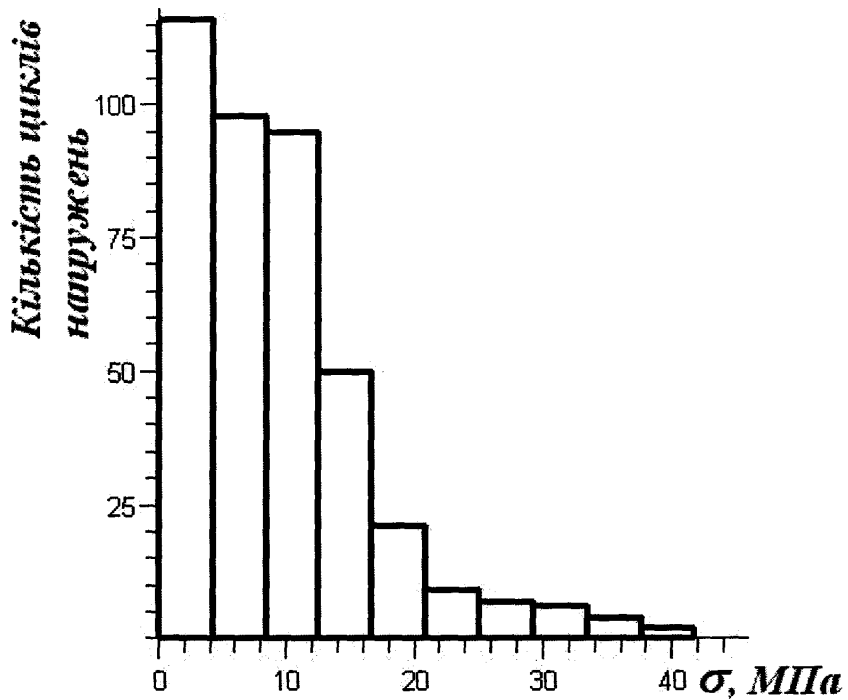


Рис. 4.12. Гістограма розподілу еквівалентних напружень в блоці навантажування.

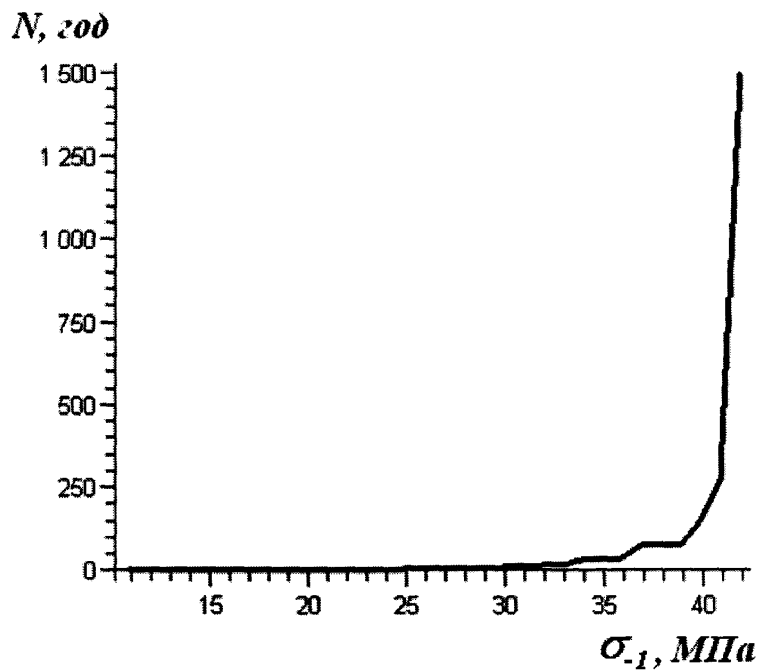


Рис. 4.13. Залежність довговічності насосної штанги від значення її границі витривалості в умовах експлуатаційного навантажування.

Висновки до розділу 4

1. Аналіз проведених експериментальних досліджень з допомогою вдосконаленої методики прогнозування залишкового ресурсу деталей та обладнання в типових умовах експлуатації дозволив визначити параметри кінетичної діаграми корозійної втоми насосних штанг. На основі даних параметрів оцінено залишковий ресурс штанг після визначеного терміну експлуатації. Для імовірності неруйнування $P=50\%$ отримано залишковий ресурс $\Delta p=4,8$ років. Аналіз результатів показує тенденцію зменшення розкиду значень довговічності зі збільшенням терміну експлуатації.
2. За допомогою розробленої в п. 3.4 методики та результатів експерименту визначені усереднені параметри кривої корозійної фрикційної втоми НШ:
 - границя витривалості $\sigma_{-1}=127.8$ МПа;
 - параметр нахилу кривої втоми $V_0=37.6$ МПа;
 - кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми $N_0=14790000$.

Фрикційна складова процесу пошкодження призводить до збільшення довговічності на всьому діапазоні експлуатаційних напружень, які виникають в тілі штанги. Отже, можна зробити висновок, що в звичайних умовах експлуатації КНШ (зусилля притискання штанг до НКТ до 100 Н) фрикційна складова процесу корозійної фрикційної втоми не тільки не зменшує, а навіть підвищує довговічність штанг на викривлених ділянках свердловини.

3. Звертає на себе увагу дуже складний характер процесу навантажування з великою кількістю високочастотних складових. Крім того, можна відмітити значну широкополосність процесу, про що свідчать 5 етапів схематизації. У результаті приведення асиметричних циклів навантажування до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних за наведеною в [9] методикою отримано блок напружень, який складається з

408 циклів з максимальним напруженням 41,7 МПа. Розподіл еквівалентних напружень в блоці характеризується великою кількістю напружень низького рівня. Так, в блоці є 93% напружень, менших 20 МПа. Таким чином, рівень експлуатаційних напружень значно нижчий σ_{-1} ,

4. Результати експериментальних досліджень довговічності НШ свідчать про високий рівень статистичного розсіяння довговічності та границі витривалості промислових НШ. Так, для імовірності неруйнування 0,9 $\bar{\sigma}_{-1,0,9} = 21,8$ МПа. При такому значенні границі витривалості довговічність в умовах дослідженого блоку навантажування з урахуванням зниження σ_{-1} складає всього 2,5 доби безперервної роботи. Проведені дослідження залежності довговічності від σ_{-1} свідчать, що довговічність при досягненні границею витривалості значень, нижчих максимального рівня блоку експлуатаційних напружень, не перевищує 3 років безперервної роботи. Таким чином, високий рівень аварійності КНШ в початковий період пояснюється наявністю в ній НШ з низькою границею витривалості, близькою до максимального рівня експлуатаційної навантаженості. Другий пік аварійності, який настає після 8-10 років експлуатації, пояснюється незворотнім процесом поступового накопичення корозійно-втомного пошкодження НШ під час експлуатації, який спричинює зменшення високого початкового значення границі витривалості до рівня експлуатаційної навантаженості. Дослідження показали зменшення медіанного значення границі витривалості за 8 років з 101 до 62,6 МПа. Таким чином, можна зробити висновок про необхідність урахування при розрахунках довговічності НШ не тільки медіанного значення границі витривалості, але і її розсіяння та закономірності зниження в процесі експлуатації. На нашу думку, доцільним є комплексний метод оцінки довговічності та залишкового ресурсу на основі спільного аналізу результатів навантаженості,

наведеному в даній роботі, та досліджень кінетики корозійно-втомного пошкодження. Такий аналіз дозволить визначати довговічність та залишковий ресурс НШ і, що не менш важливо, служитиме потужним інструментом підвищення ефективності використання СШНУ, їх надійності при виборі оптимальних режимів роботи установок в залежності від експлуатаційних факторів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті проведення теоретичних і експериментальних досліджень отримано нове вирішення науково-технічної задачі оцінки довговічності насосних штанг з урахуванням експлуатаційних факторів.

1. Проведено статистичний аналіз аварійності КНШ в НГВУ "Надвірна нафтогаз" за 2002-2004 роки. Знайдені залежності відмов колон від таких параметрів, як діаметр насоса, глибина його спуску, кривизна стовбура свердловини, обводненість, газовий фактор і наявність відкладень парафіну. Виявлено характер залежності частоти різного типу відмов від відносної глибини обриву.
2. Розроблено і обґрунтовано удосконалену аналітичну методику визначення сил та напружень в КНШ на викривленій ділянці з урахуванням зазору між НШ і НКТ. Результати досліджень за розробленою методикою дали можливість встановити, що раціональними з точки зору надійності КНШ є профілі свердловин, в яких радіуси викривлення не менші за 50 м. Досягнення великих кутів нахилу, навіть до горизонтальних ділянок, не є небезпечним при умові великих радіусів викривлення перехідних ділянок.
3. Розроблено удосконалений метод експериментального дослідження навантаження колони насосних штанг. Запропоновано конструкцію гідравлічного динамографа з індуктивним давачем малих переміщень. Проведені лабораторні та промислові дослідження конструкції показали її працездатність для експериментального визначення навантаження колони насосних штанг в експлуатаційних умовах.
4. Проведено оцінку експлуатаційного навантажування колони насосних штанг і його впливу на їх довговічність. Проаналізовано результати експлуатаційного навантажування насосних штанг на працюючих свердловинах, які отримані за допомогою розробленої конструкції динамографа з давачем малих переміщень. Розроблено розрахунково-експериментальний метод визначення довжини ходу та числа качань

насоса для заданого діаметра плунжера, при яких можлива стабілізація динамічного рівня рідини, тобто узгодження припливу рідини з свердловини та подачі глибинного насосу. Розрахунки, проведені за даною методикою для дослідної свердловини, показали, що для підтримання необхідного динамічного рівня число качань балансира необхідно знизити до $n = 2.15$ кач./хв., а довжину ходу плунжера до 1 м.

5. Удосконалено розрахункову методику приведення до еквівалентного симетричного процесу низьких напружень спектра навантажування, яка враховує чутливість до асиметрії навантажування. Обґрунтовано необхідність комплексного урахування параметрів навантажування і характеристик опору втомі НШ, які підлягають впливу багаточастотного навантажування.
6. Розроблено вдосконалену методику прогнозування довговічності і залишкового ресурсу КНШ в типових умовах експлуатації, яка базується на закономірностях кінетики втомного пошкодження та аналізі результатів навантаженості. Дана методика дозволяє визначати імовірність неруйнування НШ і проводити вибір оптимальних режимів роботи установок в залежності від експлуатаційних факторів для підвищення ефективності використання ШСНУ і їх надійності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пушкар П.В., Павлюк Я.Ю., Матвіїшин Т.Б., Артим В.І. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ “Надвірнанафтогаз” // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2006. – № 1. – С. 116-120
2. Івасів В.М., Харун В.Р., Пушкар П.В., Артим В.І., Атаманчук І.С. Удосконалення експериментального дослідження навантаження колони насосних штанг // Науковий вісник ІФНТУНГ. Нафтогазопромислове обладнання. – Івано-Франківськ. – 2005. – № 3. – С. 31-35
3. Івасів В.М., Артим В.І., Харун В.Р., Пушкар П.В. Оцінка експлуатаційної навантаженості та її вплив на довговічність насосних штанг. – 2005. – Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – № 4. – С. 77-81.
4. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В., Козак О.М. Врахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин // Машинознавство. – 2003. – № 12. – С. 17-20
5. Артим В.І., Івасів В.М., Федорович Я.Т., Пушкар П.В. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 2. – С. 79-82
6. Артим В.І., Пушкар П.В. Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні // ”Авиационно-космическая техника и технология” – Харьков, 2004, № 1. – С 19-24
7. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Оцінка впливу параметрів двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей машин // Вібрації в техніці та технологіях. – 2004. – № 5 (37). – С. 113-116
8. Пушкар П.В. Визначення сил та напружень в насосних штангах на викривленій ділянці свердловини // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2005. – № 3. – С. – 63-66

9. Karpash O., Ivasiv V., Artym V., Pushkar P. Calculation of fatigue damages upbuilding for complicating loading processes // Зб. матеріалів Міжнародної наукової конференції. – м. Бая-Маре, Румунія. – 2004. – С. 355-360
10. Artym V., Pushkar P., Fedorovych Y., Karpyk R. Reliability Research of Pump Rods under Wear-Fatigue Conditions // Зб. матеріалів Міжнародної наукової конференції. – м. Бая-Маре, Румунія. – 2006. – С. 21-26
11. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей у типових умовах експлуатації / Тези доповідей 7 Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків. – Львів. – 2005. – С. 102
12. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В., Козак О.М. Врахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин / Зб. матеріалів 6 Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків. – Львів. – 2003. – С. 53-56
13. Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Оцінка впливу параметрів двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей ГТД / Зб. матеріалів II Міжнародної науково-технічної конференції “Проблеми динаміки і міцності в газотурбобудуванні” – Київ, 2004. – С. 81-82
14. Бабаев С.Г. Надёжность нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра. – 1987. – 263 с.
15. Копей Б.В. Анализ отказов и определение параметров надежности насосных штанг по НГДУ "Долинанефтегаз" // НТИС ВНИИОЭНГ. Сер. Защита от коррозии и охрана окружающей среды. – 1992, № 5. – С. 7-10.
16. Копей Б.В. Оценка эксплуатационной надежности насосных штанг // ЭИ ВНИИОЭНГ. Сер. Защита от коррозии и охрана окружающей среды. – 1992, № 8. – С. 5-11.
17. Лепехин Ю. Н. О надежности скважинной установки и штанговых колонн, работающих в наклонно-направленных скважинах // Сб. научн. трудов. Повышение эффективности используемого бурового и

- нефтепромышленного оборудования в экстремальных условиях. – Свердловск УНЦ АН СССР. – 1987. – С. 37-52
18. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979. – 213 с.
19. Белов А.И. Основы концепции диагностики насосно-силового оборудования // Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов: НТИС. – М.: ВНИИОЭНГ, 1992. – № 3. – С. 12-15
20. Бобылев О.А. Диагностика периодически работающих установок скважинных штанговых насосов. – Нефтепромышленное оборудование. – 2002. – № 2. – С. 82-83.
21. Алиев Т.М., Саркисов А.М., Сейдель А.Р. Определение производительности глубинного штангового насоса по динамограмме. – Известие вузов. Нефть и газ. – 1974. – № 3. – С. 84-88.
22. Копей Б.В., Федорович Я.Т., Сычев Ю.С., Лесовой Г.А. Опыт упрочнения новых и восстановления ресурса бывших в эксплуатации насосных штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1991. – № 28. – С. 104-110.
23. Джабарзаде Д.А., Атакишиев А.Н. Причины отказов в штанговых колоннах в НГДУ Азизбековнефть // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1981. – № 10. – С. 54-57.
24. Казак А.С. Надежность глубинного эксплуатационного оборудования различных типов и стоимость подземного ремонта в США / Нефтяное хозяйство. – М. – 1973. – № 8. – С. 66-69.
25. F.Elshawesh, A.Elhoud, E.Elagdel Test pinpoint sucker-rod failures. Oil and Gas Journal, May 26, 1997. – p.59-62.
26. Аливердизаде К.С., Бабаев Г.И., Ахметов Б.М. К определению вероятности появления преждевременных отказов преобразующего механизма станка-качалки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1971. – № 8. – С.45-46.

27. Исаченко И.Н., Гольдштейн Е.И., Налимов Г.П. Методы контроля сбалансированности станка-качалки на основе измерения электрических параметров // Нефтяное хозяйство. – М: Нефтяное хозяйство, 2002. – № 1. – С.60-61.
28. Тараевский С.И., Копей Б.Д., Коваль В.П. Защита глубиннонасосных штанг от коррозионно-механического разрушения при эксплуатации в сероводородсодержащих средах. – М.: ВНИИОЭНГ, 1981. – 35 с.
29. Протасов В.Н. Повышение надежности оборудования скважин при насосном способе добыче нефти. – М.: ВНИИОЭНГ, 1986. – 72 с.
30. Мамедов Н.Н., Аскеров А.Г., Жидков Е.С. Влияние совместного действия осевых сил и радиальных гидростатических сил на продольную устойчивость низа колонны. – АзНХ, 1972, № 3. – С. 18-20.
31. Копей Б.В., Федорович Я.Т. Устранение технологических и эксплуатационных дефектов насосных штанг с одновременным их упрочнением. – М.: ВНИИОЭНГ, 1987. – 38 с. – (Сер. Машины и нефтяное оборудование).
32. Макаренко В.Д., Чернов В.Ю., Муравйов К.О., Калянов О.І. Корозійно-механічні дослідження стійкості труб і замків бурильної колони. – Нафтова і газова промисловість. – 2004 – № 5 – С.25-29
33. Фаерман И.Л. Штанги для глубинных насосов – Баку : Азнефтеиздат, 1955.
34. Копей В.Б., Стеліга І.І. Аналіз відмов колон насосних штанг в НГВУ "Долинанафтогаз" – Івано-Франківськ : Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ – 2002. – № 4.
35. Копей Б.В., Стеліга І.І., Копей В.Б. Методи підвищення корозійно-втомної міцності насосних штанг. – Івано-Франківськ. – Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. – № 38 (т.4). – С. 8-24
36. Копей Б.В., Копей В.Б. Аналіз конструкцій скребків та протекторів для насосних штанг. – Івано-Франківськ – Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2001. – № 38 (т. 4). – С. 42-52

- 37.Максимов П. Т., Тонконог В. М. Влияние диаметра насосно-компрессорных труб на работу насоса и штанг. – “Нефтепромысловое дело” – 1975. – № 7 – С. 38-40
- 38.Давлетшин Х. Г. Абрашин А. А. Исследования влияния изгиба штанг на частоту их обрывов. “Нефтепромысловое дело”, 1976, № 10, с. 26-28.
- 39.Dvoracer L. M. Corrosion fatigue testing of oil well sucker rods “Materials Protection and Performance”, 1973, v. 12, № 9, p. 16-19.
- 40.Закиров С.С. Халиулин А.Г. Фархулин Л.Г. Габдрахманов А.Г. Исследование обрывов штанг по НГДУ “Южарланнефть”. Труды Уфимского нефтяного института, 1976, № 28, с. 64-66.
- 41.Насосные штанги Мотовилихи: ОАО „Мотовилихинские заводы” – Электрон. дан. – Пермь, 2004. – Режим доступа: <http://www.motovilikha.perm.ru> – Загол. з экрану.
- 42.ГОСТ Р 51161-2002 “Штанги насосне, устьевые штоки и муфты к ним. Технические условия”.
- 43.Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем. К.: Техніка, 1987. – 200 с.
- 44.Круман Б.Б. Глубинно-насосные штанги. М.: Недра, 1977. – 181 с.
- 45.Ришмюллер Гейнрих, Майер Хорст. Добыча нефти глубинными штанговыми насосами. / Пер. с нем. Терзар Марианне.- Терниц /Австрия: Шеллер-Блекманн ГмбХ, 1988. – 150 с.
- 46.Чичеров Л.Г., Нефтепромысловые машины и механизмы. - М.: Недра, 1983.
- 47.Вирновский А. С. Теория и практика глубинонасосной добычи нефти / Избранные труды. – М.: Недра, 1971.
- 48.Алексеева Л.М. Исследование усталостной прочности глубинонасосных полых штанг с приварными концами /Дис. к.т.н. МИНХиГП им. И.М.Губкина, 1974. – 148 с.
- 49.Круман Б.Б. Расчеты при эксплуатации скважин штанговыми насосами: Справочное пособие. – М.: Недра, 1980. – 319 с.

50. Дрэготеску Н.Д. Глубиннонасосная добыча нефти. Пер. с румынского. – М.: Недра, 1966. – 416 с.
51. Мищенко И.Т. Расчеты в добыче нефти: Учебное пособие для техникумов. – М.: Недра, 1989.
52. Копей І.Б., Копей Б.В., Бучинський М.Я. Аналіз методик розрахунку навантажень у верхньому перерізі колони насосних штанг за допомогою діагностичних комп'ютерних комплексів / Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ (Сер. Розробка та експлуатація нафтових і газових родовищ). – Івано-Франківськ: 1996. – Вип. 33. – С. 120-128
53. Адонин А.Н., Мамедов Н.Я. Расчет нагрузки на штанги с учетом тяжелого низа // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1976. – № 6. – С. 50-52.
54. Кадымова К.С., Мовламов Ш.С. Изучение видов трения в подземной части глубинонасосной установки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1973. – № 3. – С. 41-44.
55. Кадиров Н.Б. К вопросу исследования вынужденного колебательного движения колонны штанг станка-качалки глубинонасосной установки (Определение сил трения, действующих на колонну штанг станка-качалки) // Известия вузов. Нефть и газ. – 1981. – № 12. – С. 23-25.
56. Якимов С.Б. Изучение влияния угла наклона скважины на нагрузки в штангах по результатам динамометрирования скважин штанговых насосов // Нефтепромысловое дело: Отеч. опыт. ЭИ – М.: ВНИИОЭНГ. – 1986. – № 12. – С. 8-10.
57. Уразаков К.Р. Нагрузки на штанги в наклонно направленной скважине // Эксплуатация наклонно-направленных скважин штанговыми глубинными насосами: Обз. инф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1988. – С. 5-14. – (Сер. Техн. и технол. добычи нефти и обус-во нефт. месторожд.).
58. Довідник з нафтогазової справи / Під заг. ред. В.С.Бойка, Р.М.Кондрата, Р.С.Яремійчука. – К.: Львів, 1996. – 620 с.

59. Любецкий В.В. Рациональный подбор штанг и НКТ при эксплуатации парафинистых скважин // Машины и нефт. оборуд.: Отеч. опыт. ЭИ – М.: ВНИИОЭНГ, 1984. – № 8. – С. 25-26.
60. Халафбеков А.Х., Камбаров Г.С., Курбанов О.А. Расчет максимальной нагрузки на насосные трубы за цикл работы глубинонасосной установки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1973. – № 2. – С. 27-29.
61. Раджабов С.А., Бабаев Т.В., Мустафа П.И. Влияние характеристики привода линейного хода на динамику работы станков-качалок // Известия вузов. Нефть и газ. – 1990. – № 12. – С. 37-40.
62. Харун В.Р. Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок. Дис. канд. техн. наук., 2004 р.
63. Романов В.В. Влияние коррозионной среды на циклическую прочность металлов. – М.: Наука, 1969. – 220 с.
64. Карпенко Г.В. Адсорбционно-электрохимическая гипотеза коррозии металлов под напряжением. – Физико-химическая механика материалов. 1972, т. 8, № 6, с. 34-38.
65. Ребиндер П.А. О влиянии изменения поверхностной энергии на стойкость, твердость и другие свойства. – Материалы VI съезда русских физиков. – М., 1928, с. 3-14.
66. Лихтман В.И., Ребиндер П.А., Карпенко Г.В. Влияние поверхностно-активной среды на процессы деформации металлов. – М., Изд. АН СССР, 1954. – 208 с.
67. Карпенко Г.В. Прочность стали в коррозионной среде. – М., Киев, Машгиз, 1963. – 188 с.
68. Petch N. J. Stables P. Hydrogen in Metals – Nature, 1959, № 169. p. 842-851.
69. Потак Я.М. Высокопрочные стали. – М., Металлургия. 1972. – 208 с.
70. Карпенко Г.В. Вплив водню на механічні властивості сталі. – К., АН УССР, 1960. – 72 с.
71. Василенко И.И., Мелехов Р.К. Коррозионное растрескивание сталей. – К., Наукова думка, 1977. – 256 с.

- 72.Похмурский В.И. Коррозионно-усталостная прочность сталей и методы ее повышения. – К., Наукова думка, 1974. – 176 с.
- 73.Карпенко Г.В. Про дію водню на сталь що деформується. Доп. АН УРСР, 1958, № 1, с. 37-40.
- 74.Гутман Э.М., Абдулин И.Г. Механизм коррозионной усталости глубиннонасосных штанг. – Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности. – 1978, № 4.
- 75.Карпенко Г.В. Прочность стали в коррозионной среде. – Киев: Машгиз, 1963. – 185 с.
- 76.Мухаметшин М.М. Повышение эффективности эксплуатации нефтепромысловых систем при добыче сероводородсодержащих нефтей. Дисертация канд. техн наук, Уфа, 2001.
- 77.Ратич Л.В., Федорович Я.Т. Циклическая коррозионная трещиностойкость материалов и долговечность насосных штанг. ФХММ, 1988.– № 6. – С. 95-100.
- 78.Негреев В.Ф., Шарифов Ф.Р. Протекторная защита труб и штанг глубиннонасосных скважин от коррозии // Газовое дело, 1965, № 8. – С. 24-25.
- 79.Розенфельд И.Л. Ингибиторы коррозии. – М.: Химия, 1966. – 352 с.
- 80.Саакиян Л.С., Ефремов А.П., Соболева И.А. Повышение коррозионной стойкости нефтегазопромыслового оборудования. – М.: Недра, 1988. – 211 с.
- 81.Гутман Э.М., Низамов К.Р., Гетманский М.Д., Низамов Э.А. Защита нефтепромыслового оборудования от коррозии: Учебное пособие для рабочих. – М.: Недра, 1983. – 152 с.
- 82.Защита нефтепромыслового оборудования от коррозии: Справочник рабочего // Саакиян Л.С., Ефремов А.П., Соболева И.А. и др. – М.: Недра, 1985. – 206 с.

83. Штанги насосные ШН19, ШН22, ШН25: ОАО „Ижнефтемаш” – Электрон. дан. – Ижевск, 2004. – Режим доступа: <http://www.izhneftemash.ru/products>. – Загол. з екрану.
84. Євчук О.В. Використання ортогональних перетворень для реалізації методу автоматизованого діагностування ШГНУ // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №3 (9). – С. 156-160
85. Зубков Н.В. Методика определения необходимого веса утяжеленного низа насосных штанг. – Нефть и газ, 1964. – № 1. – С. 43-46.
86. Копей Б.В., Кіндратчук С.М. Використання полімерних насосних штанг для уникнення згинаючих напружень у сталевій колоні штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ // – 1988. – № 35. – С. 27-31.
87. Кюне Г. Действие сил плавучести на бурильные трубы. Инженер – нефтяник, 1962. – № 3. – С. 52-56.
88. Круман Б. Б. Расчеты при эксплуатации скважин штанговыми насосами. – Недра, 1980. – 319 с.
89. Фархадзаде Э.М., Мамедзаде П.Р. Минимизация максимальных усилий и амплитуды изменения усилий в точке подвеса штанг // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1989. – № 1 – С. 36-41
90. Кадиров Н.Б., Баталов А.А. Определение силы, действующей на точку подвеса колонны штанг глубинонасосной установки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1985. – № 12. – С. 15-18.
91. Кадиров Н.Б. К вопросу исследования вынужденного колебательного движения колонны штанг при работе глубинного насоса // Известия вузов. Нефть и газ. – 1983. – № 8. – С. 25-31.
92. Харун В.Р. Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок / Автореферат дис. канд. наук. – Івано-Франківськ. – 2004. – 19 с.
93. Малько Б.Д. Динамічні характеристики виконавчих механізмів бурових і нафтопромислових установок та їх оптимізація. Дис. докт. техн. наук: – Івано-Франківськ, 1999. – 245 с.

94. Фаерман И.Л., Алиев Ш.Н., Джабарзаде Д.И., Литровенко М.Г. Инструкция по эксплуатации насосных штанг. – Ленинград, Недра, 1968. – 31 с.
95. Копей Б.В., Стеліга І.І., Копей В.Б. Методи прогнозування ресурсу насосних штанг. – Івано-Франківськ. – Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1999. – № 36 (т.4). – С. 24-59
96. Копей Б.В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання // Дис. докт. техн. наук. - Івано-Франківськ, 1996. – 478 с.
97. Баштанников Л.А., Копей Б.В. Компоновка бурильной колонны, равно надежной по сопротивлению труб усталости. М., ВНИИЭНГазпром, 1986. – 42 с.
98. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. – Минск. Наука и техника, 1983. – 246 с.
99. Копей Б.В. Дослідження ефективності гальмування тріщин корозійної втоми поверхневим зміцненням та нанесенням метало полімерних покриттів. Тезиси докладов научно-технічної конференції "Механіка і нові технології", 5-10 вересня 1995. – Севастополь. – С. 75-77.
100. РД-50-345-82. Определение характеристик трещиностойкости при циклическом нагружении – М.: Изд. стандартов. – 1983. – 96 с.
101. Копей Б.В. Кинетика коррозионно-усталостного разрушения замковых резьбовых соединений УБТ // НТЖ ВНИИОЭНГ "Коррозия и охрана окружающей среды". – 1993. – № 4. – С. 7-9.
102. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – М.: Машиностроение. – 1984. – 312 с.
103. Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на многоцикловую усталость деталей машин, элементов конструкций и полуфабрикатов. Методические рекомендации МР 55-82. – М.: ВНИИНМАШ, 1982. – 64 с.

104. Копей Б.В., Тараевский С.И. Защитные покрытия для глубиннонасосных штанг. Обзорная информация. Сер. «Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности». – М., ВНИИОЭНГ. – 1982. – 36 с.
105. Прок А.И. Основные методы контроля за работой глубиннонасосных установок. В обз. инф. Сер. Нефтепромысловое дело, ВНИИОЭНГ, 1980, с. 1-2.
106. Системы контроля работы штанговых глубиннонасосных установок. Нефтепромысловое дело. ЭИ ВНИИОЭНГ, 1980, № 8, с. 16-19.
107. Трахтман Г.И. Контроль расхода и давления на устье скважины. Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности, ВНИИОЭНГ, 1984, № 3. – С. 13-16.
108. Исаченко И.Н., Гольдштейн Е.И., Налимов Г.П. Методы контроля сбалансированности станка-качалки на основе измерения электрических параметров // Нефтяное хозяйство. – М: Нефтяное хозяйство, 2002. – № 1. – С. 60-61.
109. Трахтман Г.И. Контроль нагрузок на штанги и станок-качалку. В. обз. инф. Автоматизация процессов механизированной добычи нефти за рубежом. Сер. Автоматизация и телемеханизация нефтяной промышленности, ВНИИОЭНГ, 1984, № 3. – С. 22-28.
110. Куликовский Л.Ф., Кричке В.О. Ваттметриграфический метод контроля работы глубиннонасосных установок. Изв. вузов, Нефть и газ, 1976, № 9, с. 5-6
111. Бандура В.В., Замиховський Л.М. Система контролю технічного стану глибинно-насосних штангових установок // Методи і засоби технічної діагностики: XIV міжнародна міжвузівська школа-семінар. – Івано-Франківськ, 1999. – С.115-119.
112. Панчук В.Г., Смаглюк А.К., Рублюк О.В. Комп'ютерна динамометрія глибинно-насосних штангових установок // Методи і засоби технічної діагностики. – Івано-Франківськ, 1999. – С.151-154.

113. Чигвинцев С.В., Горожанкин С.В. Дистанционный совмещенный датчик параметров движения подвижных частей станка-качалки [Электронный ресурс]: ЗАО АВТЭКС Санкт-Петербург. – Электрон.дан.- Санкт-Петербург, 2005. – Режим доступа: <http://www.autex.spb.ru> – Загл. с экрана.
114. Пат. 5,182,946 США МКИ² E21B 047/00. Portable well analyzer / Boughner Murphy D.; Padilla Paul J.; Bowling Floyd A. – №789288; Заявлено 08.10.1991; Опубликовано 02.02.1993.
115. Заміховський Л., Калмиков О., Шумада В. Діагностування глибиннонасосних штангових установок (ШГНУ) при малоінерційних (тихохідних) режимах роботи // Методи і засоби техніч. діагностики: Зб. праць міжвуз. шк.-сем. – Івано-Франківськ, 1999. – С. 123-130.
116. МИКОН-К [Электронный ресурс]: Приборы и оборудование для нефтегазовой промышленности/ ООО “МИКОН-К” – Электрон.дан.- Набережные Челны, 2005.- Режим доступа : <http://www.mikon-k.ru/ed.html>. – Загл. с экрана.
117. Ренский А.Б., Боркунский Г.Х. и др. Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1975. – 288 с.
118. Малько Б.Д., Харун В.Р. Визначення впливу густини рідини та її динамічного рівня в свердловині на втрату ходу плунжера верстата-качалки
119. Бойко В.С., Кондрат Р.М., Яремійчук Р.С. Довідник з нафтогазової справи. – К.: Львів. – 1996. – 620 с.
120. Пирвердян А.М., Алиев Ш.Н., Халафбеков А.Х. и др. Определение по динамограмме основных параметров исследования штангово-насосных скважин // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – 1982. – № 1. – С. 40-42.
121. Малько Б.Д., Лігоцький М.В., Прозур О.В. Характеристика сил опору при переміщенні труб у свердловині // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. № 1. – С. 125-128.

122. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. – М.: Высшая школа. – 1975. – 654 с.
123. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надежности автомобилей. – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.
124. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. – М.: Машиностроение, 1989. – 248 с.
125. Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели усталостной прочности // Проблемы прочности. – 1982. – № 4. – С. 24-28
126. A. Miner. Cumulative damage in fatigue, *Journ. Of App. Mechan.* 12 (1945). pp. 159-164.
127. Когаев В.П., Гадолина И.В. Суммирование усталостных повреждений при вероятностных расчетах долговечности // Вестник машиностроения. – 1989. – № 7. – С. 3–7.
128. Когаев В.П., Дроздов Ю.И. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 318 с.
129. Троценко В.Т., Покровский В.В., Прокопенко А.В. Трещиностойкость материалов при циклической нагрузке. – К.: Наукова думка. – 1978. – 256 с.
130. Расчеты и испытания на прочность. Анализ эксплуатационной нагруженности в связи с оценкой долговечности при случайном нагружении. – МР 75-85. – М., ГОНТИ. – 1985. – 127 с.
131. Высоцкий М.С., Почтенный Е.К., Парфенович Е.О. Сопротивление усталости элементов конструкций при двухчастотном нагружении // Вестник машиностроения. – 1995. – № 1. – с. 3-6.
132. Высоцкий М.С., Почтенный Е.К., Парфенович Е.О. Анализ эксплуатационного нагружения конструктивных элементов машин // Весці Акадэміі навук Беларусі. – Мн. – 1993. – № 3. – С. 42-45.
133. Крижанівський Є.І., Івасів В.М., Артим В.І., Нікітюк В.М. Схематизація випадкового навантажування методом вкладених циклів //

- Науковий вісник ІФНТУНГ. Нафтогазопромислове обладнання. – Івано-Франківськ. – 2002. – № 2. – С. 47-54.
134. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
135. Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. – Мн.: УП "Арти-Фекс", 2002. – 186 с.
136. Дегтярев В.П. Деформации и разрушение в высоконагруженных конструкциях. – М.: Машиностроение, 1987. – 105 с.
137. Зайцев Г.З., Аронсон А.Я. Усталостная прочность деталей гидротурбин. – М.: Машиностроение, 1975. – 160 с.
138. Ilg W. Fatigue tests on notched and unnotched sheet specimens of 2024-T3 and 7075-T6 aluminium alloys and of SAE 4130 steel with special consideration of the Life Range from 2 to 10000 cycles. NASA TN3886. Aeronautical Structures Laboratory, Langley Field, Va, Dec. 1956.
139. Буглов Е.Г., Филатов М.Я., Коликов Э.А. Соппротивление материалов при двухчастотном нагружении: (Обзор) // Проблемы прочности. – 1973. – № 5. – С. 9-17.
140. Труфяков В.И., Ковальчук В.С. Определение долговечности при двухчастотном нагружении // Проблемы прочности. – 1982. – № 9. – С. 9-15.
141. Прочность сварных соединений при переменных нагрузках. Ин-т электросварки им. Е.О. Патона. Под ред. В.И. Труфякова. – Киев: Наук. думка, 1990. – 256 с.
142. Журавель А.И., Почтенный Е.К. и др. Программы оценки на ЭВМ нагруженности и усталостной долговечности деталей машин. – Минск: ИНДМАШ АН БССР, 1985. – 48 с.
143. Ивасив В.М. Обеспечение надежности резьбовых соединений бурильных труб по условию прочности. Автореф. дисс. канд. техн. наук. Одесса, 1981. – 16 с.

144. Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності. Автореф. дис. докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1999. – 31 с.
145. Miller K.J., Proc. Int. Mech. Eng., 1991, 2051
146. Харун В.Р, Артим В.І., Прозур О.В. Використання математичної моделі для визначення технічного стану ШСНУ в умовах експлуатації // Матеріали наук.-техніч. конф. “Інтегровані комп’ютерні технології в машинобудуванні” – Харків, ХАІ, 2005. – С. 145-146.
147. Белов И.Г. Исследование работы глубинных насосов динамографом. – М., Красный печатник. – 1960. – 126 с.
148. Малько Б.Д., Харун В.Р., Попович В.Я. Вплив характеристик наземного та глибинного обладнання на режим роботи верстата-качалки
149. Харун В.Р. Вплив основних несправностей ШСН на крутний момент кривошипа // Тези наук.-техніч. конф. проф.-викл. складу ун-ту. I ч. – Івано-Франківськ. – 2000. – С. 69-70
150. <http://www.lufkinautomation.com/> – Lufkin Automation
151. Троценко В.Т., Сосновский Л.А. Механика износоусталостного повреждения и ее применение для расчета силовых систем машин и оборудования // Праці I Міжнародної науково-технічної конференції "DSR AM - I". – Тернопіль. – 2004. – С. 61-72
152. Тараевский С.И. Повышение долговечности насосных штанг, эксплуатирующихся в сероводородсодержащих средах // Дисс. канд. техн. наук. – Москва, 1984. – 178 с.

ДОДАТКИ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Головний інженер
НГВУ “Чернігівнафтогаз”
Лисяний М.К.



ІНСТРУКЦІЯ ПО РОЗРАХУНКУ І ВИБОРУ КОЛОНИ

НАСОСНИХ ШТАНГ

(керівний документ)



Проректор по науковій
роботі ІФНТУНГ

Карпаш О.М.

Інструкцію склали:

Малько Б.Д., Івасів В.М., Прозур О.В.,
Пушкар П.В., Харун В.Р., Артим В.І.

ЗАТВЕРДЖУЮ



**ІНСТРУКЦІЯ ПО РОЗРАХУНКУ І ВИБОРУ КОЛОНИ
НАСОСНИХ ШТАНГ
(керівний документ)**



Проректор по науковій
роботі ІФНТУНГ
Карпаш О.М.

Інструкцію склали:
Малько Б.Д., Івасів В.М., Прозур О.В.,
Пушкар П.В., Харун В.Р., Артим В.І.

Івано-Франківськ
2005

ЗМІСТ

	ВСТУП.....	3
1	ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	3
2	ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ДАНІ НАСОСНИХ ШТАНГ І МУФТ.....	3
3	ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОЗРАХУНКУ КОЛОНИ ШТАНГ.....	10
3.1	Навантаження, які діють на штанги у свердловині.....	10
3.2	Розрахунок максимальних і мінімальних навантажень в точці підвісу штанг.....	10
3.3	Сила опору в глибинному насосі.....	14
3.4	Динамічні навантаження.....	16
3.5	Навантаження в нижній частині колони при русі вниз.....	19
3.6	Втрата ходу і дійсний хід плунжера.....	21
3.7	Розрахунок важкого низу.....	22
3.8	Розрахунок важкого низу.....	23
3.9	Розрахунок втомної довговічності колони штанг.....	24
4	ВИБІР КОЛОНИ ШТАНГ.....	28
4.1	Вимоги до вибору колони штанг.....	28
4.2	Вибір колони по таблицях.....	28
4.3	Вибір колони штанг розрахунковим методом.....	31
4.3.1	Одноступінчаста колона штанг.....	31
4.3.2	Двоступінчаста колона штанг.....	32
4.3.3	Триступінчаста колона штанг.....	34
4.3.4	Викривлені свердловини.....	35
5	ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ.....	37
	ЛІТЕРАТУРА.....	44

ВСТУП

Інструкція по розрахунку насосних штанг для вертикальних і викривлених свердловин містить розрахункові схеми, формули, методи визначення параметрів, які входять у формули.

Достовірний розрахунок навантажень в штангах при різних умовах експлуатації, а також їх деформацій, дозволить раціонально вибирати конструкцію колони штанг, тип верстата-качалки, запобігти аварійним ситуаціям викликаним обривами штанг і виходом з ладу глибинного насосу.

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Інструкція призначена для виконання проектного і перевірного розрахунків колони штанг.

1.2 Розрахунки повинні виконуватись в нафтовидобувних управліннях перед спуском колони штанг у свердловину.

1.3 При зміні умов експлуатації свердловини необхідно виконати перевірений розрахунок колони штанг.

1.4 В інструкції наведені основні технічні дані про штанги, їх розміри, марки сталей, спосіб термообробки, маркування.

2 ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ДАНІ НАСОСНИХ ШТАНГ І МУФТ

Штанга є стальним стержнем круглого перерізу діаметром 12, 16, 19, 22, 25 мм з висадженими кінцями. На кінцях штанги знаходиться спеціальна метрична різьба і ділянка квадратного перерізу під ключ для скручування – розкручування штанг. Штанги з'єднуються між собою муфтами.

ГОСТ 13877-80 передбачає виготовлення штанг номінальною довжиною 8000 мм. Для підбору необхідної довжини підвіски глибинного насосу на колоні виготовляються укорочені штанги довжиною 1000, 1200, 1500, 2000 і 3000 мм [1].

Для з'єднання штанг однакових розмірів використовуються з'єднувальні муфти, а штанг різних розмірів – перевідні муфти – типи МШ і МШП.

Муфти виготовляють з сталі 40 або 45 і піддають поверхневому гартуванню ТВЧ. Для важких умов експлуатації муфти виготовляють з легованої сталі 20Н2М.

Марки сталей, види термічної обробки, область застосування і допустимі зведені напруження (за формулою Одінга) наведені в табл. 2.1 [1]:

Таблиця 2.1

Показник штанг		Область застосування штанг		Допустиме зведене напруження у штангах, \leq МПа (за формулою Одінга)
Марка сталі	Вид термічної обробки	Умови експлуатації по корозійності продукції свердловини	Діаметр насосів, мм	
40	Нормалізація	Некорозійні	28-95	70
	Нормалізація і термообробка СВЧ		28-43	120
			55-95	100
20 Н 2М	Нормалізація	Некорозійні	28-95	90
		Корозійні (з впливом H ₂ S)		60
	Нормалізація і термообробка СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-95	110
	Об'ємне загартування і високий відпуск	Корозійні (без впливу H ₂ S)	28-95	100
		Некорозійні	28-95	100
	Корозійні	70		
30ХМА	Нормалізація і високий відпуск з наступною термообробкою СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-93	110
		Корозійні	28-95	90
15НЗМА	Нормалізація і термообробка СВЧ	Некорозійні	28-43	130
			55-93	110
		Корозійні (з впливом H ₂ S)	28-95	90
15Х2НМФ	Загартування і високий відпуск або нормалізація і високий відпуск	Некорозійні	28-95	100
		Корозійні (без впливу H ₂ S)		90

Механічні характеристики сталей, які використовуються для виготовлення насосних штанг, наведені в табл.2.2.

Таблиця 2.2

Марка сталі	Вид термічної обробки	Механічні характеристики			
		тимчасовий опір σ_B , МПа	межа текучості σ_T , МПа	відносно	
				видовження, %	звуження, %
40	Нормалізація, або нормалізація і термообробка СВЧ	570	320	16	45
20Н2М	Нормалізація, або нормалізація і термообробка СВЧ	600	390	21	56
	Об'ємне загартування і високий відпуск	630	520	18	65
30ХМА	Нормалізація і високий відпуск з наступною термообробкою СВЧ	610	400	20	62
15НЗМА	Нормалізація і термообробка СВЧ	650	500	22	60
15Х2НМФ	Загартування і високий відпуск або нормалізація і високий відпуск	700	630	16	63
36М17 (Румунія)	Нормалізація	700	450	16	50

Технічні характеристики штанг наведені в табл. 2.3

Таблиця 2.3

Параметри	Характеристики насосних штанг діаметром, мм				
	16	19	22	25	
Площа поперечного перерізу штанги по тілу), см ²	2,01	2,83	3,8	4,91	
Зовнішній діаметр муфти, мм:	без зрізу	34	40	45	50
	зі зрізом під ключ	36	42	46	-
Маса штанги (кг) при довжині, мм:	1000	2,07	2,89	3,71	5,17
	1200	2,39	3,25	4,3	5,85
	1500	2,86	3,92	5,2	7,12
	2000	3,65	5,03	6,7	9,08
	3000	5,23	7,26	9,68	12,93
	8000	12,93	18,29	24,5	31,65
Маса муфти, кг:	без зрізу	0,32	0,47	0,65	1,04
	зі зрізом під ключ	0,4	0,53	0,68	-

Маркування насосних штанг наноситься на дві протилежні сторони кожного квадрата. На одній стороні квадрата наноситься товарний знак або умовне позначення підприємства – виготовлювача і умовний номер плавки, на другій стороні квадрата – марка сталі, рік випуску і квартал. На штанзі обробленій СВЧ наноситься буква Т.

На зовнішній поверхні муфти поверхнево-пластичним деформуванням наноситься маркування – товарний знак або умовне позначення підприємства – виготовлювача, марка сталі, рік випуску і квартал, буква С для муфт не оброблених СВЧ.

Марку сталі маркують буквами: У – сталь 40 або 45; Н – 20Н2М; Х – 30ХМА; Р – 15НЗМА; П – 15Х2НМФ; Т – 15Х2ГМФ; С – 36М17 (для румунських штанг).

Рік випуску маркують однією останньою цифрою календарного року. Квартали маркують буквами: А - перший; Б – другий; Г – третій; Н – четвертий.

Умовний номер плавки маркують трьома цифрами.

Приклад маркування штанг:

Ш375Н9А – де Ш – умовне позначення заводу ім. Шмідта; 375 – номер плавки; Н – сталь марки 20Н2М; 9- рік виготовлення 1999; А – перший квартал.

Згідно ГОСТ 13877-80 штанги і муфти мають умовні позначення:

- штанга діаметром 19 мм, довжиною 8000 мм зі сталі марки 40: штанга насосна ШН19-40;
- та ж сама довжиною 3000 мм: штанга насосна ШН19-3000-40;
- та ж сама з поверхневим зміцненням СВЧ: штанга насоса ШН19-3000-40Т;
- та ж сама зі з'єднувальною муфтою виконання 1: штанга насоса ШН19-3000-40Т-1;
- муфта з'єднувальна діаметром 19 мм, виконання 1, з сталі 40, оброблена ТВЧ: муфта МШ 19 (ГОСТ 13877-80);
- також не оброблена СВЧ: муфта МШ 19 - С (ГОСТ 13877-80);
- та ж сама, виконання 2, зі сталі марки 20Н2М, не оброблена СВЧ: муфта МШ19-2-20Н2М-С (ГОСТ 13877-80).

Різьба штанги діаметром 19 мм має позначення:

Різьба Ш19 (ГОСТ 13877-80).

Відповідальність міцності штанг російського виробництва класом міцності штанг по API Spec 11 В подається в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Марка сталі	Вид термообробки	Клас штанг в відповідності з API Spec 11В	Навантаження при якому досягається границя текучості, кН		Навантаження при якому досягається границя міцності, кН	
			ШН19	ШН22	ШН19	ШН22
40	Нормалізація	С	86	116	153	207
20Н2М	Нормалізація	К	105	142	161	218
15Н3МА	Термопокращення	К	134	182	174	236
15Х2ГМФ	Закалювання і високий відпуск	К	169	229	190	258
15Х2ГМФ	Термопокращення в процесі виготовлення	Д	169	229	190	258
15Х2ГМФ	Термопокращення в процесі виготовлення	Д	269	362	300	403

Крім суцільних насосних штанг використовуються пустотілі або трубчасті штанги. Пустотілі штанги використовуються при необхідності подачі в порожнину насосних труб інгібіторів корозії, інгібіторів відкладання парафіну, розчинників парафіну, теплоносіїв, деемульгаторів.

Другим варіантом використання пустотілих штанг є відкачування по їх каналах пластової рідини з високим вмістом механічних домішок.

Пустотілі штанги конструктивно складаються з трубчастої основної частини і різьбових кінців, приєднаних до трубчастої частини з допомогою зварки (рис. 2.1).

Для виготовлення пустотілих штанг використовують ті ж марки сталей, що й для виготовлення звичайних насосних штанг.

Технічні характеристики пустотілих штанг виробництва Росії:

зовнішній діаметр штанги, мм	– 42
товщина стінки, мм	– 3,5
зовнішній діаметр муфти, мм	– 57
довжина повномірної штанги, мм	– 6000

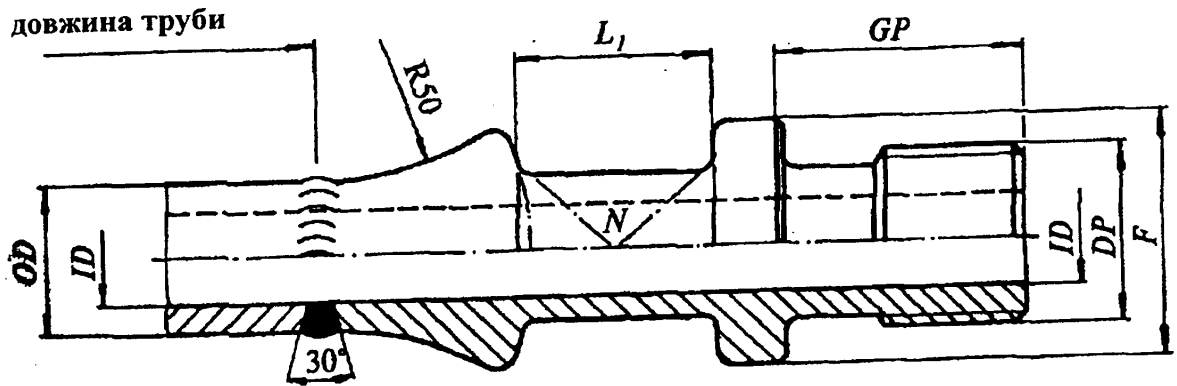


Рисунок 2.1 – Конструкція пустотілої насосної штанги

довжина скороченої штанги, мм – 1000, 1500, 2000

маса повномірної штанги, кг – 25

Західні фірми також випускають пустотілі насосні штанги. В табл. 2.5 представлені основні розміри пустотілих штанг фірми SBC.

Таблиця 2.5

Зовнішній діаметр OD дюйм/(мм)	Внутрішній діаметр ID дюйм/(мм)	Товщина стінки дюйм/(мм)	Розмір під ключ N дюйм/(мм)	Довжина лиски під ключ L дюйм/(мм)	Діаметр бурта F дюйм/(мм)	Довжина цапфи GP дюйм/(мм)	Діаметр цапфи DP дюйм/(мм)
7/8 (22,2)	1/8 (9,53)	1/4 (6,35)	1 (25,4)	1 1/4 (31,75)	1 1/2 (38,1)	1,437 (36,50)	1,061 (26,95)
1 (25,4)	1/2 (12,7)	1/4 (6,35)	1 (25,4)	1 1/4 (31,75)	1 5/8 (41,27)	1,625 (41,27)	1,186 (30,13)
1 (25,4)	0,630 (16,0)	0,185 (4,7)	1 (25,4)	1 1/4 (31,75)	1 5/8 (41,27)	1,625 (41,27)	1,186 (30,13)
1 1/8 (27,6)	0,709 (18,0)	0,208* (5,29)	1 5/16 (33,3)	1 1/2 (38,1)	2 (50,8)	1,875 (47,63)	1,347 (34,89)

Західні фірми випускають штанги і муфти до них по стандарту API Spec 11B. Згідно з даною специфікацією стандарту насосні штанги розрізняють тільки за показниками міцності на розтяг.

По показниках міцності стандарт API розділяє штанги на класи.

Клас APIK. Межа міцності на розтяг мінімум 85000 футів на квадратний дюйм або 590 МПа; максимум 115000 фунтів на квадратний дюйм або 790 МПа.

Клас APIC. Межа міцності на розтяг мінімум 90000 фунтів на кв. дюйм або 630 МПа; максимум 115000 фунтів на кв. дюйм або 790 МПа.

Клас APID. Межа міцності на розтяг мінімум 115000 фунтів на кв. дюйм або 790 МПа; максимум 140000 фунтів на кв. дюйм або 969 МПа.

Для виготовлення штанг використовують вуглецево-марганцеві сталі для класу С, нікелемолібденові покращені сталі для класу К, хромомолібденові покращені сталі для класу D.

Номінальні розміри штанг:

діаметр, мм – 15,9; 19; 22,2; 25,4; 28,6.

довжина, мм – 7620; 9140.

короткі штанги, мм – 610; 1220; 1830; 2440; 3050; 3660.

При підйманні штанг з свердловини їх необхідно досконало оглянути з метою визначення пошкоджень. Штанги і муфти з такими пошкодженнями як вигини, зазубрини, корозійний і механічний знос бракуються і не допускаються для подальшої експлуатації.

У випадку обриву штанги на її місце поставити нову. Використання штанги, яка вже експлуатувалась, на місці обірваної не допускається.

В обірваній штанзі по обидві сторони від місця обриву відрізати частини довжиною по 250 мм, зв'язати їх, прикріпити бирку з вказаним номером свердловини, родовища, марки сталі штанги, дати обриву, номеру штанги починаючи від устя свердловини. Ці зразки передаються на експертизу в дослідну організацію.

3 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОЗРАХУНКУ КОЛОНИ ШТАНГ

3.1 Навантаження, які діють на штанги у свердловині

Загальне навантаження на колону насосних штанг складається з таких основних сил:

- статичних навантажень від сил ваги штанг і рідини, сил тертя штанг по трубах, тертя плунжера в циліндрі;
- сил інерції рухомих мас, які виникають при русі колони штанг і рідини в результаті нерівномірного руху який створює виконавчий механізм верстата-качалки;
- динамічних навантажень, спричинених коливальними процесами в штангах.

3.2 Розрахунок максимальних і мінімальних навантажень в точці підвісу штанг

Максимальне і мінімальне навантаження, яке діє на штанги в точці підвісу у вертикальних свердловинах, визначається за формулами [6]:

$$F_{max} = G_{ш} + G_p + 0,011 \frac{D}{d_{ш}} n G_{ш} \sqrt{\psi S_0 - \lambda_{ш}} + 1000 \quad (3.1)$$

$$F_{min} = G_{ш} - 0,011 \frac{D}{d_{ш}} n G_{ш} \sqrt{\psi S_0 - \lambda_{ш}} - 1000 \quad (3.2)$$

У викривлених свердловинах з однією ділянкою викривлення (рис.3.1).

$$F_{max} = q_1 l_1 e^{f\varphi_1} (\cos \varphi_1 + f \sin \varphi_1) + F_{нл} e^{f\varphi_1} + q_2 \rho \sin \varphi_1 + q_3 l_3 + K_{дВ} (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3) \quad (3.3)$$

$$F_{min} = q_1 l_1 e^{-f\varphi_1} (\cos \varphi_1 - f \sin \varphi_1) - F_0 e^{-f\varphi_1} + q_2 \rho \sin \varphi_1 + q_3 l_3 - K_{дН} (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3) \quad (3.4)$$

Для свердловин з двома ділянками викривлення (рис.3.2)

$$F_{max} = (q_1 l_1 + G_p) e^{f(\varphi_2 + \varphi_3)} + q_2 \rho_2 e^{f\varphi_3} \sin \varphi_2 + q_3 l_3 e^{f\varphi_3} (\cos \varphi_3 + f \sin \varphi_3) + q_4 \rho_4 \sin \varphi_3 + q_5 l_5 + K_{дВ} (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3 + q_4 l_4 + q_5 l_5) \quad (3.5)$$

$$F_{min} = (q_1 l_1 - F_0) e^{-f(\varphi_2 + \varphi_3)} + q_2 \rho_2 e^{-f\varphi_3} \sin \varphi_2 + q_3 l_3 e^{-f\varphi_3} (\cos \varphi_3 - f \sin \varphi_3) + q_4 \rho_4 \sin \varphi_3 + q_5 l_5 - K_{дН} (q_1 l_1 + q_2 l_2 + q_3 l_3 + q_4 l_4 + q_5 l_5) \quad (3.6)$$

$$\lambda_{ш} = \frac{G_p \cdot L}{EA_{ш}}; \quad G_p = (A_{нл} - A_{ш}) \rho_p g H$$

$$K_{дН} = \frac{n^2 S_0}{1790}; \quad K_{дВ} = \frac{n^2 S_0}{1440};$$

$$\psi = \frac{A_m}{A_m + A_{ш}}; \quad F_{нл} = G_p + 25D; \quad F_0 = 25D.$$

У формулах позначено:

$G_{ш}$ – вага колони штанг; G_p – вага стовпа рідини висотою від динамічного рівня до устя свердловини; D , $d_{ш}$ – діаметри насоса і штанг відповідно; n – число помпувань в хвилину; ψ – коефіцієнт, який враховує співвідношення площ поперечного перерізу насосно-компресорних труб та штанг; S_0 – довжина ходу точки підвісу штанг; $\lambda_{ш}$ – видовження штанг від ваги стовпа рідини; q_1, q_2, q_3, q_4, q_5 – вага одного погонного метра штанг на різних ділянках; l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 – довжина колони штанг на різних ділянках; e – основа натурального логарифма; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути викривлення свердловини; f – коефіцієнт тертя; $A_{ш}, A_{нл}, A_m$ – площа перерізу штанг, плунжера, насосно-компресорних труб; ρ, ρ_2, ρ_4 – радіус викривлення

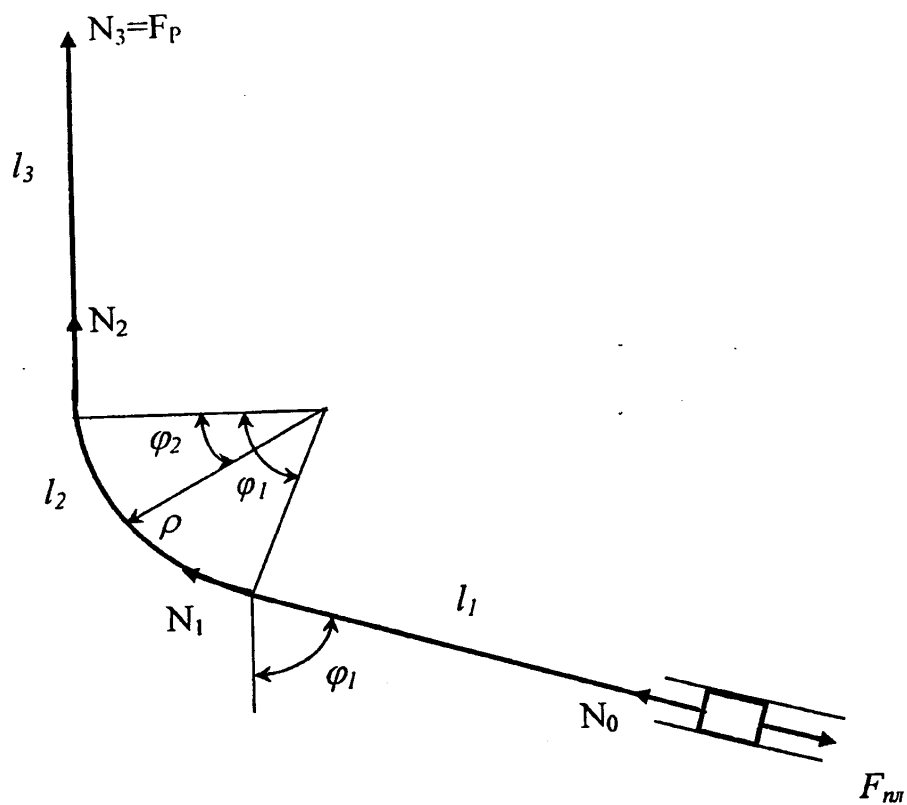


Рисунок 3.1 - Схема колони штанг у викривленій похило-направленій свердловині

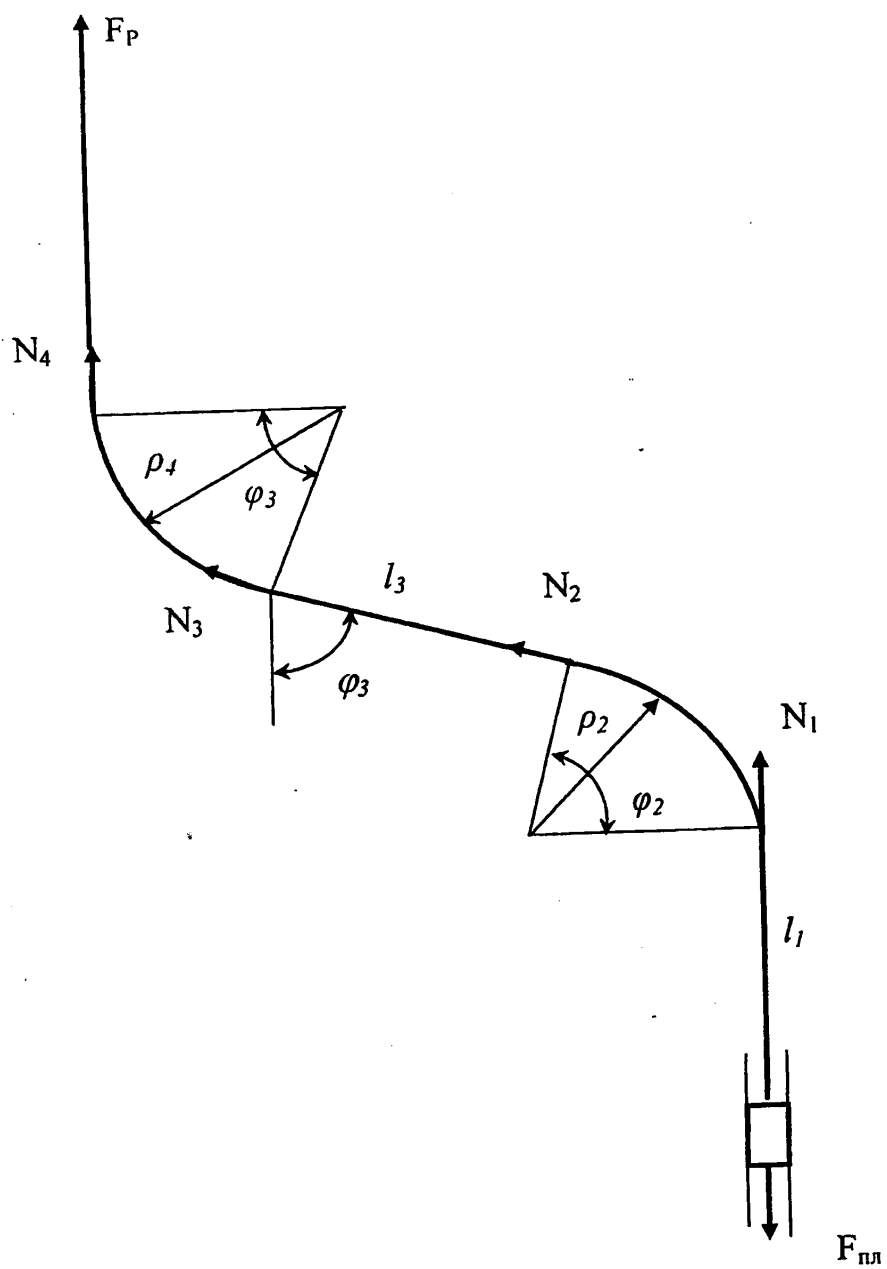


Рисунок 3.2 - Схема колони з двома перегинами

колони штанг; ρ_p - густина рідини; H - висота підйому рідини; L - загальна довжина колони штанг, $g=9,81\text{м/с}^2$.

Для ступінчастої колони замість $A_{ш}$ треба брати:

$$A_{шср} = \frac{l}{\frac{\varepsilon_1}{A_{ш1}} + \frac{\varepsilon_2}{A_{ш2}} + \dots + \frac{\varepsilon_n}{A_{шn}}},$$

де $A_{ш1}, A_{ш2}, \dots, A_{шn}$ - площі поперечного перерізу штанг відповідних ступіней, $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$ - частка ступіней з яких складається колона штанг, $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \dots + \varepsilon_n = 1$.

В ступінчастій колоні в формулах (1), (2) замість $d_{ш}$ треба брати:

$$d_{ср} = \sqrt{\frac{4 A_{шср}}{\pi}}.$$

3.3 Сила опору в глибинному насосі

Сила опору F_0 в глибинному насосі при русі плунжера вниз складається із суми сил механічного і гідродинамічного тертя.

Механічне тертя напіврідке або напівсухе виникає між плунжером і циліндром і визначається за емпіричною формулою [6]:

$$F_{тр} = 25 \cdot D_{пл},$$

де $F_{тр}$ - сила тертя в Н; $D_{пл}$ - діаметр плунжера в мм.

Значення сили тертя для насосів різних діаметрів зведені в табл. 3.1.

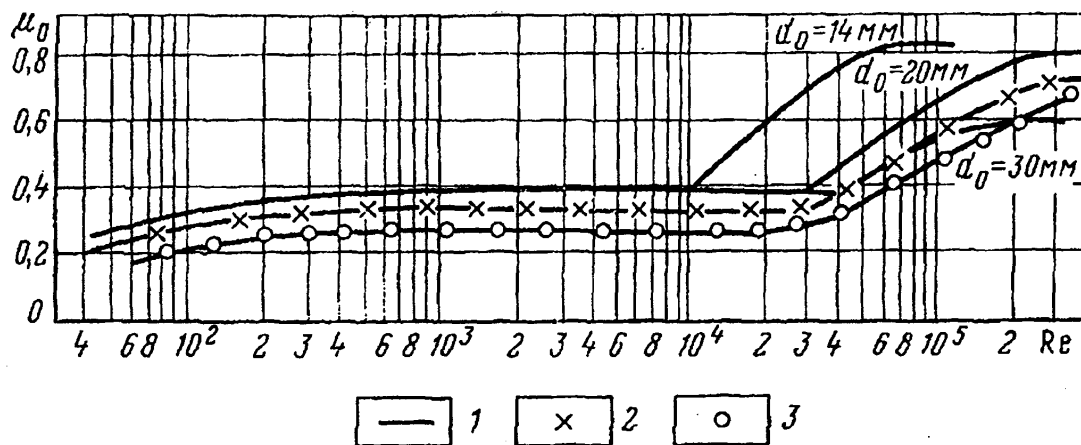
Таблиця 3.1 Значення сил тертя.

$D_{пл}, \text{мм}$	32	43	56	70	95
$F_{тр}, \text{Н}$	800	1070	1400	1750	2400

Гідродинамічне тертя діє у всмоктувальному клапані насосу і визначається за формулою:

$$F_{кл} = \frac{1}{7300} \left(\frac{A_{пл} S_0 n}{\mu A_{кл}} \right)^2,$$

де μ - коефіцієнт розходу клапана, визначається по графіках рис.3.3; $A_{кл}$ - площа сідла клапана.



1 — з одною кулькою, вікнами; 2 — з одною кулькою, з склянкою;
3 — з двома кульками

Рисунок 3.3 — Коефіцієнт розходу клапанів

На рис.3.4 показані результати розрахунків сили $F_{кл}$ для двох клапанів: стандартного і клапана Костиченко.

Результуюча сила опору в глибинному насосі дорівнює:

$$F_0 = F_{тр} + F_{кл}$$

3.4 Динамічні навантаження

Виникають в результаті нерівномірного руху колони штанг і коливальних процесів, які в ній відбуваються. Для визначення динамічних навантажень розглянемо колону штанг як пружний елемент з масою на нижньому кінці (рис.3.5). Зведена жорсткість C з врахуванням розподільної маси колони штанг дорівнює [4].

$$C = \frac{2EA_{ш}}{L},$$

де E – модуль пружності матеріалу штанг; $A_{ш}$ – площа поперечного перерізу; L – довжина колони.

Для ступінчастої колони визначаємо жорсткості окремих ділянок:

$$C_i = \frac{2EA_{ши}}{L_i},$$

і зведену жорсткість усієї колони:

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_i}}$$

Зведена маса m колони штанг має значення [5]

$$m = 0,533 m_k$$

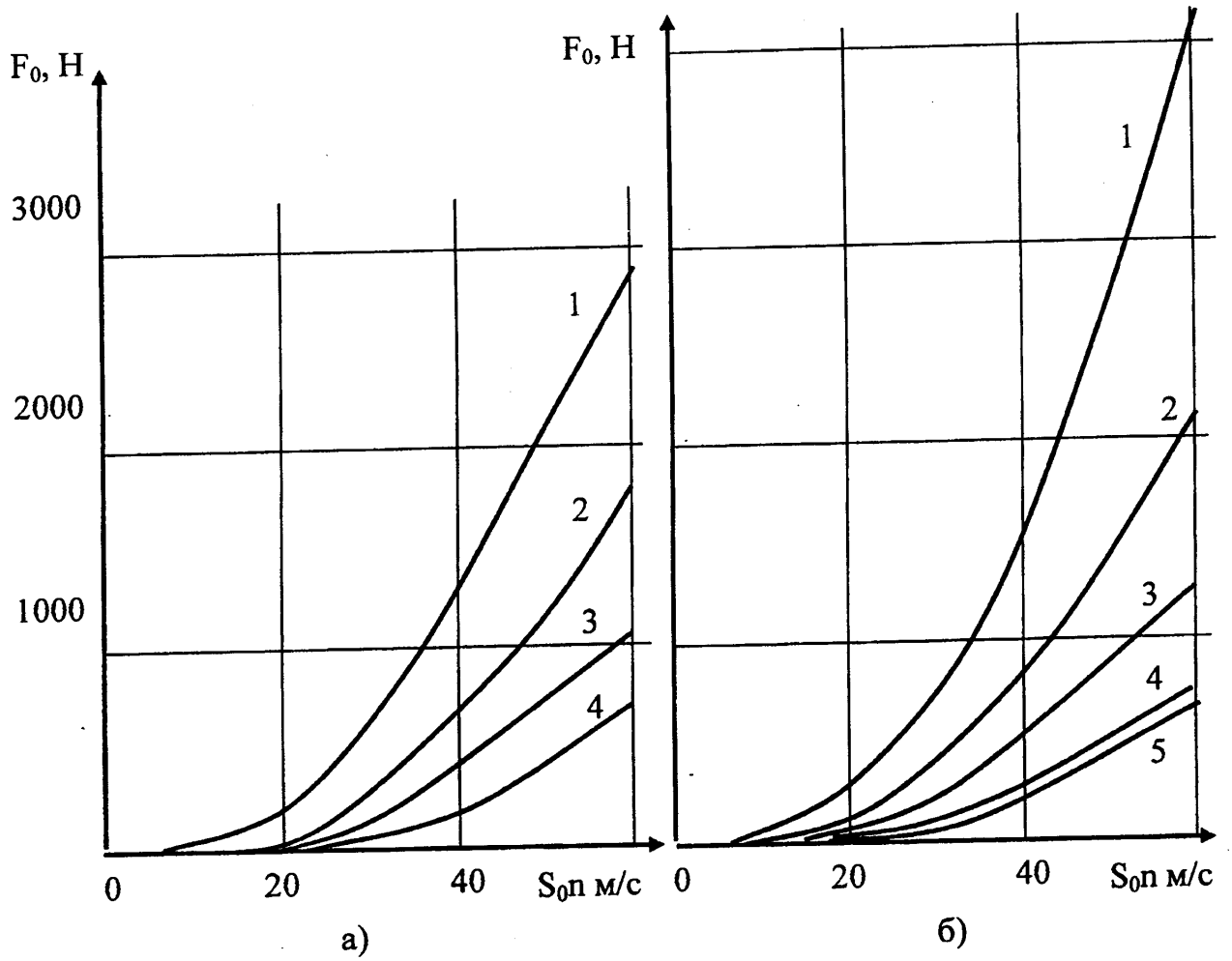
де m_k – маса всієї колони штанг.

Диференціальне рівняння руху маси штанг:

$$m\ddot{S} = C(S_1 - S_2) - G_p$$

$$\text{Тут } S_1 = \frac{S_0}{2} \left[1 - \cos \omega t - \frac{a}{2} \sin^2 \omega t \right],$$

де t – час, с; ω – середня кутова швидкість обертання кривошипа; a – параметр кривошипно-коромислового механізму, $a = 0,2 \dots 0,4$.



а) – звичайний клапан; б) – клапан Костиченко
Рисунок 3.4 – Сили опору в клапані

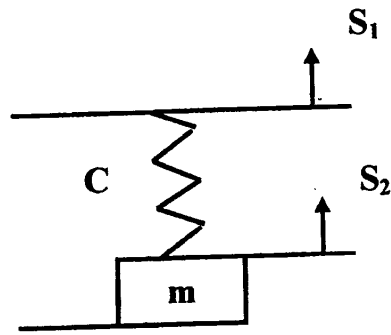


Рисунок 3.5 - Динамічна модель колони штанг

Розв'язок рівняння руху:

$$S_2 = \alpha \sin(Kt + \beta) + \frac{S_0}{2} \left[1 - \frac{K^2}{K^2 - \omega^2} \cos \omega(t_1 + t) + \right. \\ \left. + \frac{aK^2}{4(K^2 - 4\omega^2)} \cos 2\omega(t_1 + t) - \frac{a}{4} \right] - \frac{G_p}{C}; \quad (3.7)$$

$$\text{Тут: } K = \sqrt{\frac{C}{m}}; \quad \alpha = \sqrt{A^2 + B^2}; \quad \beta = \arctg \frac{B}{A};$$

$$A = \frac{S_0 K}{2} \left[\frac{\lambda a \omega}{2(K^2 - 4\omega^2)} \sin 2\omega t_1 - \frac{1}{K^2 - \omega^2} \sin \omega t_1 \right];$$

$$B = \frac{S_0}{2} \left[\frac{K^2}{K^2 - \omega^2} \cos \omega t_1 + \frac{aK^2}{4(K^2 - 4\omega^2)} \cos 2\omega t_1 + 1 - \frac{a}{4} \right] - \frac{G_p}{C};$$

$$t_1 = \frac{1}{\omega} \arccos \left(1 - \frac{2G_p}{CS_0} \right).$$

Зусилля в штангах:

$$F = C(S_1 - S_2) = G_p - C\alpha \sin(Kt + \beta) + \\ + \frac{S_0 C}{2} \left[\frac{\omega^2}{K^2 - \omega^2} \cos \omega(t_1 + t) - \frac{a\omega^2}{K^2 - 4\omega^2} \cos 2\omega(t_1 + t) \right]. \quad (3.8)$$

Максимальне значення сили з врахуванням коливань:

$$F_{max} = G_p + C\alpha + \frac{S_0 C \omega^2}{2(K^2 - \omega^2)}. \quad (3.9)$$

Умови появи резонансу:

$$\omega = K; \quad K = 2\omega.$$

3.5 Навантаження в нижній частині колони при русі вниз

Розрахункова схема показана на рис. 3.6. Згинаючий момент в місці з'єднання штанг з штоком погрузного насосу:

$$M = 0,363F_0 f_1 + 0,146ql_1^2 \cos \alpha_1. \quad (3.10)$$

Тут:

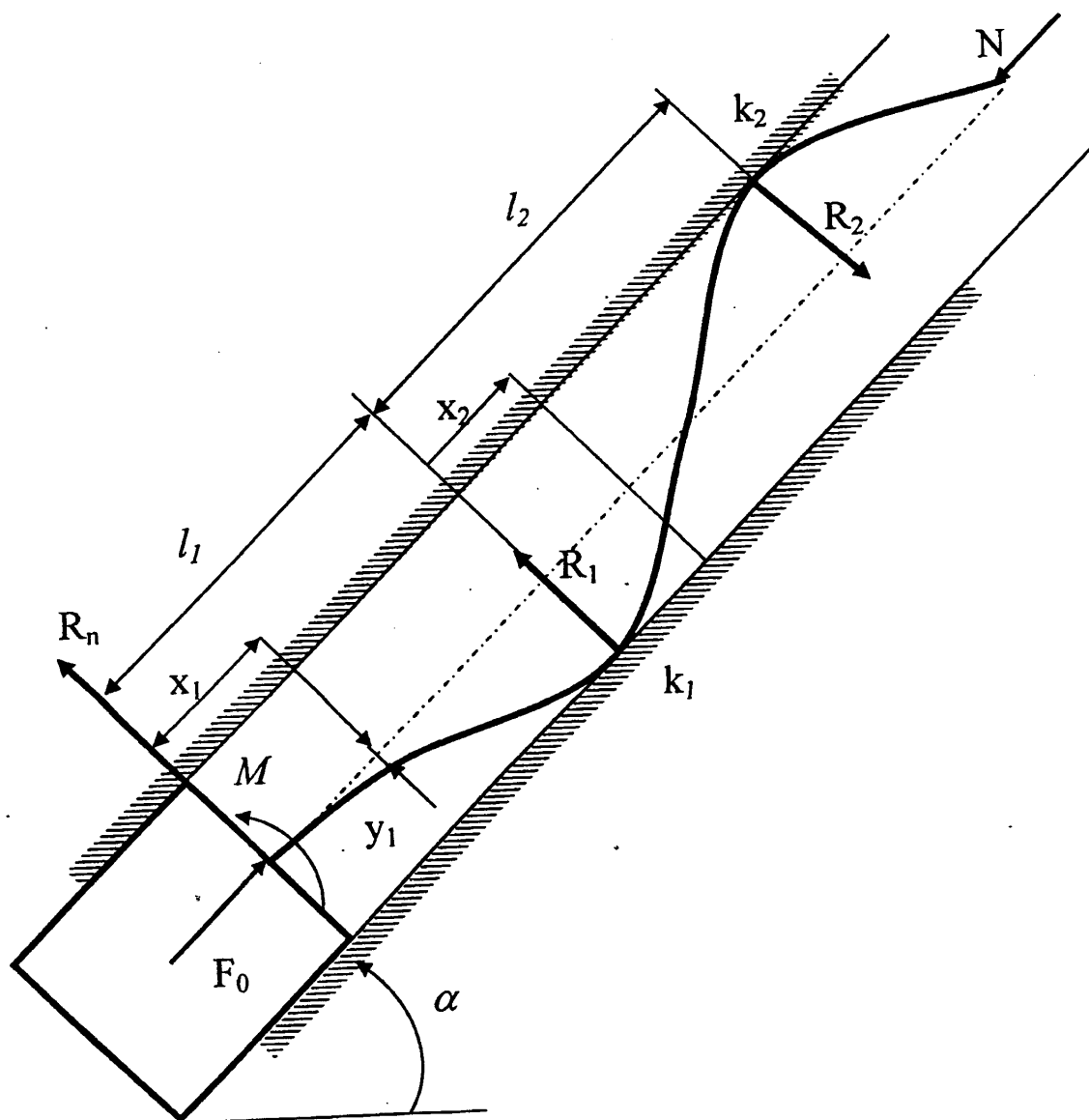


Рисунок 3.6 - Схема викривлення колони штанг

$$l_1 = 2 \sqrt{-\frac{F_0 f}{q \sin \varphi} + \sqrt{\left(\frac{F_0 f}{q \sin \varphi}\right)^2 + 5,81 \frac{E I f}{q \sin \varphi}}}. \quad (3.11)$$

$$f = \frac{D_{\text{Нкм}} - d_{\text{ш}}}{2},$$

I - момент інерції поперечного перерізу штанги.

Напруження в штанзі:

$$\sigma_{32} = \frac{M}{W},$$

де W - момент опору поперечного перерізу штанги.

3.6 Втрата ходу і дійсний хід плунжера

Втрата ходу плунжера мають місце в результаті видовження колони циліндричних штанг і насосно-компресорних труб від дії гідростатичного тиску у вертикальних свердловинах і сумісної дії гідростатичного тиску і тертя у викривлених свердловинах.

Втрата ходу у вертикальній свердловині:

$$\Delta S = \frac{G_p L}{E} \left(\frac{l}{A_{\text{ш}}} + \frac{l}{A_m} \right) \quad (3.12)$$

Втрата ходу у викривлених свердловинах:

- з однією ділянкою викривлення (рис.3.1):

$$\begin{aligned} \Delta S = & 2 q_1 l_1 \sin \varphi_1 \left(\frac{l_1}{2 A_1} + \frac{l_2 e^{f \varphi_1}}{A_2} + \frac{l_3 e^{f \varphi_1}}{A_3} \right) + \\ & + \frac{l}{E} (G_p + F_0) \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2 e^{f \varphi_1}}{A_2} + \frac{l_3 e^{f \varphi_1}}{A_3} \right) \end{aligned} \quad (3.13)$$

- з двома ділянками викривлення (рис.3.2):

$$\begin{aligned} \Delta S = & \frac{G_p + F_0}{E} \left(\frac{l_1}{2 A_1} + \frac{l_2 e^{f \varphi_2}}{A_2} + \frac{l_3 e^{f \varphi_2}}{A_3} + \frac{l_4 e^{f(\varphi_2 + \varphi_3)}}{A_4} + \frac{l_5 e^{f(\varphi_2 + \varphi_3)}}{A_5} \right) + \\ & + 2 q_3 l_3 \frac{f}{E} \sin \varphi_3 \left(\frac{l_3}{2 A_3} + \frac{l_4 e^{f \varphi_3}}{A_4} + \frac{l_5 e^{f \varphi_3}}{A_5} \right) \end{aligned} \quad (3.14)$$

Дійсний хід плунжера визначається з врахуванням інерційного видовження

$$S_{nl} = S_0 \left(1 + m \frac{\varphi^2}{2} \right) - \Delta S.$$

Тут: m - коефіцієнт, який ураховує вплив сили інерції на видовження

плунжера (табл. 3.2); φ - критерій динамічної подібності: $\varphi = \frac{\omega L}{a}$, ω - кутова

швидкість кривошипа; L - довжина колони штанг; для одноступінчастої колони

$a=600$ м/с; для двоступінчастої $a=4900$ м/с; для тріступінчастої $a=5400$ м/с.

Таблиця 3.2

Діаметр насоса, мм	≤ 43	55	68	93
m	1	1,5	2,0	3,0
$\varphi_{кр}$	0,2	0,17	0,14	0,12

Якщо $\varphi < \varphi_{кр}$, то приймається $m=0$.

3.7 Розрахунок важкого низу

Важкий низ необхідно використовувати при обриві або відкручуванні штанг в нижній частині колони, а також при наявності заїдання плунжера і інших гідравлічних опорів в клапанах. Рекомендована маса важкого низу колони штанг наведена в табл. 3.3.

Таблиця 3.3.

Діаметр насоса, мм	Мінімальна маса важкого низу для 3-ї групи посадки плунжера, кг					
	Для насоса з одним клапаном при S_n			Для насоса з двома клапанами при S_n		
	10	20	30	10	20	30
29	45	50	55	45	50	55
32	50	55	60	50	55	60
38	60	65	70	65	75	85
44	70	75	80	75	85	90
57	80	85	90	85	100	140
70	110	175	120	110	130	160
95	140	150	170	150	170	210

Довжина важкого низу визначається за формулою:

$$l_{\text{тн}} = \frac{F_0}{q_{\text{тн}}},$$

де $q_{\text{тн}}$ – вага погонного метра важких штанг (табл. 3.4)

Таблиця 3.4 Вага 1м важкої штанги

$d, \text{мм}$	25	40	50	60
$q, \text{н/м}$	38,27	97,97	153,07	220,43

Перевірити одержане значення довжини важкого низу на втрату стійкості ліві, що $l_{\text{тн}} \leq l_{\text{кр}}$, де критична довжина $l_{\text{кр}}$ дорівнює:

$$\text{для штанг } d=25\text{мм} \quad l_{\text{кр}} = 201 \sqrt{\frac{I}{F_0}},$$

$$\text{для штанг } d=40\text{мм} \quad l_{\text{кр}} = 515 \sqrt{\frac{I}{F_0}},$$

$$\text{для штанг } d=50\text{мм} \quad l_{\text{кр}} = 804 \sqrt{\frac{I}{F_0}},$$

$$\text{для штанг } d=60\text{мм} \quad l_{\text{кр}} = 1159 \sqrt{\frac{I}{F_0}}.$$

3.8. Розрахунок колони штанг на втомну міцність

Колона штанг розраховується з урахуванням змінних навантажень, які діють на штанги на протязі кожного помпування. Як розрахункове приймається зведене напруження, яке враховує асиметричний характер циклічного навантаження штанг:

$$\sigma_{\text{зв}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}} \sigma_a},$$

$\sigma_{\text{зв}}$ – зведене напруження в небезпечному перерізі колони штанг;

σ_{max} – максимальне напруження в небезпечному перерізі за цикл;

σ_a – амплітуда напруження за цикл.

Для вертикальних свердловин

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_m} ; \sigma_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2 A_{\text{ш}}}, \quad (3.15)$$

значення F_{\max} і F_{\min} визначаються за формулами (3.1), (3.2).

Для викривлених свердловин додатково слід враховувати напруження σ_{32} , які виникають на скривлених ділянках, підвищуючи максимальні напруження

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_{\text{ш}}} + \sigma_{32} ; \sigma_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2 A_{\text{ш}}}, \quad (3.16)$$

значення F_{\max} і F_{\min} визначаються за формулами (3.3), (3.4) або (3.5), (3.6);

$$\sigma_{32} = \frac{E d_{\text{шт}}}{24} \frac{6 \tan(\varphi / 2) - \varphi}{\rho(1 - \cos(\varphi / 2)) + \Delta \cdot \cos(\varphi / 2)} \quad [7],$$

E – модуль пружності матеріалу штанги, Па;

$d_{\text{шт}}$ – номінальний діаметр штанги, м;

$\Delta = d_{\text{НКТ}} - d_{\text{м.шт}}$ – різниця внутрішнього діаметра насосно-компресорної труби і зовнішнього діаметра муфти штанг (див. табл. 2.2) на скривленій ділянці,

ρ – радіус скривлення ділянки, м;

φ_1 – кут набору кривизни на ділянці, рад (див. рис. 3.1).

Допустимі значення зведених напружень для штанг з різних сталей і сплавів наведені в табл. 2.1.

3.9. Розрахунок втомної довговічності колони штанг

В реальних умовах втомну міцність насосних штанг доводиться оцінювати за результатами експерименту на вибірковій партії. При цьому параметри втомної кривої втоми будуть випадковими величинами, які можуть змінюватись при повторенні експерименту. Тому необхідно оцінювати точність статистичних характеристик втоми, використовуючи довірчі інтервали, які відповідають заданому рівню довірчої ймовірності. Довірчі інтервали для середнього значення границі втоми можуть визначатись за t -розподілом Стюдента, а для стандартного відхилення – з використанням χ^2 -розподілу [8].

При регулярному навантаженні, коли параметри циклу не змінюються в імовірнісна діаграма втоми у вигляді кривих рівної ймовірності руйнування може бути відтворена за допомогою рівнянь кривої втоми [9]

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (3.17)$$

функції нормального розподілу значень границі витривалості

$$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r \min} - t S_{r \max} \quad (t \geq 0), \quad (3.18)$$

N – кількість циклів до руйнування деталей;

σ – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma}$;

V_0 – параметр з розмірністю напруження;

$Q = N_0 \cdot \bar{\sigma}_{rR}$ – коефіцієнт витривалості;

N_0 – параметр, який характеризує число циклів до точки нижнього згини кривої втоми;

$\bar{\sigma}_{r \min}$ – нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості при регулярному навантаженні з коефіцієнтом асиметрії r ;

$S_{r \max}$ – верхня межа довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості;

$\bar{\sigma}_{rR}$ – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності руйнування R ;

t – квантиль нормального розподілу.

За результатами втомних випробувань насосних штанг згідно з ритмом, наведеним в [10], визначаються параметри рівняння кривої втоми (V_0) і функції нормального розподілу значень границі витривалості ($\bar{\sigma}_r$ і S_r).

Визначення параметрів $\bar{\sigma}_r$, V_0 і Q проводять за методом найменших квадратів різниці $(\sigma_{r_i} - \bar{\sigma}_r)^2$. Основні рівняння для реалізації алгоритму мають

ляд

$$x_i = \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{N_i \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}; y_i = \sigma_i;$$

$$\bar{\sigma}_r = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} (x_i^2) \sum_{i=1}^{i=n} y_i - \sum_{i=1}^{i=n} (x_i y_i) \sum_{i=1}^{i=n} x_i}{n \sum_{i=1}^{i=n} (x_i^2) - \left(\sum_{i=1}^{i=n} x_i \right)^2}; \quad (3.19)$$

$$V_0 = \frac{n \sum_{i=1}^{i=n} (x_i y_i) - \sum_{i=1}^{i=n} x_i \sum_{i=1}^{i=n} y_i}{n \sum_{i=1}^{i=n} (x_i^2) - \left(\sum_{i=1}^{i=n} x_i \right)^2};$$

$$\sigma_{r_i} = \sigma_i - V_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{N_i \sigma_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}.$$

Нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі втоми означається за формулою [9]:

$$\bar{\sigma}_{r \min} = \bar{\sigma}_r - t_{R,k} \frac{S_r}{\sqrt{k+1}}, \quad (3.20)$$

$t_{R,k}$ – квантиль розподілу Стюдента, який залежить від довірчої ймовірності R і числа зруйнованих деталей $k+1$.

Верхня межа довірчого інтервалу для середнього квадратичного відхилення означається за формулою:

$$S_{r \max} = S_r \cdot z \quad (3.21)$$

z – коефіцієнт, який залежить від довірчої ймовірності і числа зруйнованих деталей.

Рівняння для розрахунку $\bar{\sigma}_{rR}$ при наведені в табл. 3.5.

Таблиця 3.5. Рівняння для розрахунку $\bar{\sigma}_{rR}$

Довірчість неруйнування, R	Частинне значення границі витривалості, $\bar{\sigma}_{rR}$
0.8	$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_r - 1.0452 S_r$
0.9	$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_r - 1.6563 S_r$
0.95	$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_r - 2.2198 S_r$

В більшості випадків втомні випробування проводяться при коефіцієнті асиметрії $r=-1$, отже, відомими є тільки значення $\bar{\sigma}_{-1}$ та S_{-1} . Для колони насосних штанг коефіцієнт асиметрії в залежності від її параметрів та місця розміщення штанги по довжині колони може змінюватися в межах $-1 < r < 1$. Тому необхідним є обчислення результатів втомних випробувань при $r=-1$ до визначеного коефіцієнту асиметрії. Визначення $\bar{\sigma}_r$ проводимо за рівняннями [11]

$$\bar{\sigma}_r = \frac{2\bar{\sigma}_{-1}}{2 - (1-\psi)(1+r)} \text{ при } r \leq 0; \quad (3.22)$$

$$\bar{\sigma}_r = \frac{2\bar{\sigma}_{-1}\sigma_s}{(1-r)(1+\psi)\sigma_s + 2r\bar{\sigma}_{-1}} \text{ при } r > 0; \quad (3.23)$$

де $\psi = \frac{2\bar{\sigma}_{-1}}{\sigma_0} - 1$ – коефіцієнт чутливості до асиметрії навантаження. Для насосних штанг значення $\psi = 0.3$.

σ_s – нижня межа границі міцності матеріалу насосної штанги, приймається з табл. 2.2 і 2.3. Для штанг зі Сталі 20Н2М $\sigma_s = 590$ МПа.

Визначення S_r проводиться з умови рівності коефіцієнтів варіації границі міцності для асиметричних циклів

$$S_r = S_{-1} \frac{\bar{\sigma}_r}{\bar{\sigma}_{-1}}. \quad (3.24)$$

Інші параметри, необхідні для розрахунку насосних штанг діаметром 19 і 22 мм зі Сталі 20Н2М, наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6. Значення параметрів для розрахунку насосних штанг на довговічність [12, 13]

Діаметр штанги, мм	$\bar{\sigma}_{-1}$, МПа	S_{-1} , МПа	V_0 , МПа	N_0 , цикли
19	90.3	31.9	429.5	323000
22	61.58	22.25	100	1436000

4 ВИБІР КОЛОНИ ШТАНГ

4.1 Вимоги до вибору колони штанг

1 Колона штанг повинна задовольняти умові втомної міцності. Це значить, ні в одному перерізі колони зведене напруження не повинно перевищувати допустимого значення для даних умов експлуатації і даної марки штанги.

2 Колона повинна мати по можливості меншу вагу. Ця умова диктується необхідністю зменшення навантаження на верстат-качалку, зменшення плоємкості насосної установки.

3 Втрати ходу плунжера не повинні бути великими, так як це зменшує продуктивність установки і її К.К.Д.

Контроль необхідної жорсткості колони можна робити за формулою:

$$d_{ш} = D_n L \sqrt{\rho_p g / \varepsilon E S_0},$$

де D_n – діаметр насоса; L – довжина колони штанг; ρ_p – густина рідини; ε – досна втрата довжини ходу плунжера

$$\varepsilon = \frac{\Delta S}{S_0}.$$

Значенням ε необхідно задатись в межах $\varepsilon=0,1 \dots 0,3$.

4 В ступінчастій колоні кількість ступіней повинна бути обмежена, щоб не орювати утруднень при спуско-підймальних операціях. Рекомендується користувувати в колоні не більше трьох ступіней.

4.2 Вибір колони по таблицях

Для полегшення вибору колони штанг складені таблиці допустимих обин спуску насосів на штангах при різних значеннях зведеного напруження (л. 4.1-4.3). Таблиці складені для колон у вертикальних свердловинах. Для ривлених свердловин необхідно виконати перевірочний розрахунок штанг по чених напруженнях з урахуванням F_{max} , F_{min} обчислених за формулами (3) – Якщо $\sigma_{зс} > [\sigma_{зс}]$ то потрібно зменшити число подвійних ходів n точки підвісу штанг або зменшити діаметр насоса і, відповідно, вагу стовпа рідини G_p .

Таблиця 4.1 Глибина спуска насоса для вуглецевих штанг при ≈ 70 МПа 200

Одноступінчаста колона

Діаметр штанг, мм	Діаметр насоса, мм						
	28	32	38	43	55	68	93
16	1150	1020	860	720	-	-	-
19	1300	1170	1000	880	650	-	-
22	-	-	-	-	790	590	380
25	-	-	-	-	-	-	470

Двоступінчаста колона (% до загальної глибини спуска)

Діаметр насоса, мм	Глибина спуска, м	Діаметр штанг, мм					
		19	16	22	19	25	22
28	1480	34	66	-	-	-	-
32	1310	38	62	-	-	-	-
38	1100	45	55	-	-	-	-
43	920	55	45	-	-	-	-
28	1620	-	-	28	72	-	-
32	1460	-	-	31	69	-	-
38	1260	-	-	35	64	-	-
43	1060	-	-	42	58	-	-
55	820	-	-	55	45	-	-
55	960	-	-	-	-	42	58
68	720	-	-	-	-	56	44

Триступінчаста колона (% до загальної глибини спуску)

Діаметр насоса, мм	Глибина спуска, м	Діаметр штанг, мм					
		22	19	16	25	22	19
28	1760	26	28	46	-	-	-
32	1570	29	32	39	-	-	-
38	1490	-	-	-	27	30	43
43	1270	-	-	-	33	35	32

Таблиця 4.2 Глибина спуску насоса для легованих штанг при $\sigma_{np} = 90$ МПа 201

Одноступінчаста колона

Діаметр штанг, мм	Діаметр насоса, мм							
	28	32	38	43	55	68	93	120
22	-	-	-	-	1000	760	490	340
25	-	-	-	-	-	-	600	410

Двоступінчаста колона (% до загальної глибини спуску)

Діаметр насоса, мм	Глибина спуску, м	Діаметр штанг, мм					
		19	16	22	19	25	22
28	1890	35	65	-	-	-	-
32	1680	39	61	-	-	-	-
38	1410	46	54	-	-	-	-
43	1180	55	45	-	-	-	-
28	2080	-	-	28	72	-	-
32	1870	-	-	30	70	-	-
38	1610	-	-	35	65	-	-
43	1310	-	-	41	59	-	-
55	1050	-	-	54	46	-	-
38	1810	-	-	-	-	28	72
43	1570	-	-	-	-	32	68
55	1230	-	-	-	-	40	60
68	910	-	-	-	-	55	45

Триступінчаста колона (% до загальної глибини спуску)

Діаметр насоса, мм	Глибина спуску, м	Діаметр штанг, мм					
		22	19	16	25	22	19
28	2270	25	28	47	-	-	-
32	2010	28	32	40	-	-	-
28	2450	-	-	-	20	23	57
32	2200	-	-	-	23	26	51
38	1900	-	-	-	26	30	44
43	1620	-	-	-	31	35	34

Таблиця 4.3 Глибина спуску насосу для легованих штанг при $\sigma = 110$ МПа

Одноступінчаста колона

Діаметр штанг, мм	Діаметр насоса, мм						
	28	32	38	43	55	68	93
16	1790	1600	1340	1120	-	-	-
19	2050	1830	1580	1350	1020	750	470
22	-	-	-	-	-	-	600

Двоступінчаста колона (% до загальної глибини спуска)

Діаметр насоса, мм	Глибина спуску, мм	Діаметр штанг, мм			
		19	16	22	19
28	2300	35	65	-	-
32	2060	39	61	-	-
38	1730	46	54	-	-
43	1450	55	45	-	-
28	2550	-	-	27	73
32	2280	-	-	30	70
38	1970	-	-	35	65
43	1690	-	-	41	59
55	1280	-	-	54	46
68	935	-	-	74	26

Триступінчаста колона (в % до загальної глибини спуска)

Діаметр насоса, мм	Глибина спуску, м	Діаметр штанг, мм		
		22	19	16
28	2750	25	29	46
32	2460	28	32	40
38	2070	33	39	28
43	1740	40	46	14

4.3 Вибір колони штанг розрахунковим методом

4.3.1 Одноступінчаста колона штанг

Для одноступінчастої колони штанг з відомою довжиною L , яка відповідає глибині підвіски насосу діаметром D , необхідно визначити діаметр штанг $d_{ш}$. Допустиме зведене напруження $[\sigma_{зв}]$ вибирається з табл. 2.1 відповідно до матеріалу і термообробки.

Зведене напруження визначаємо за формулою Одінга:

$$\sigma_{зв} = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \sigma_a}, \quad (4.1)$$

або за формулою М.П.Марковца [14]:

$$\sigma_{звМ} = \sigma_a + 0,2\sigma_{max}. \quad (4.2)$$

де $\sigma_{max} = \sigma_{cp} + \sigma_a$;

$$\sigma_{cp} = \rho_p \left(\frac{1}{2} \frac{D^2}{d_{ш}^2} - 1 \right) L + \rho_{ш} L;$$

$$\sigma_a = 5750 \frac{D^2}{d_{ш}^2} L + e \rho_{ш} \frac{\omega^2 S_0}{2} L,$$

де e – середній кінематичний коефіцієнт верстата качалки, рівний $e = 1,05$.

З умови, що

$$\sigma_{зв} = \sqrt{\sigma_{max} \cdot \sigma_a} \leq [\sigma_{зв}].$$

Одержимо значення діаметра штанг:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{am + bc}{2([\sigma_{зв}]^2 - ac)}} + \sqrt{\left(\frac{am + bc}{2([\sigma_{зв}]^2 - ac)} \right)^2 + \frac{bm}{[\sigma_{зв}]^2 - ac}}, \quad (4.3)$$

Тут:

$$a = (\rho_{ш} - \rho_p)gL + 0,52\rho_{ш}\omega^2 S_0^2 L, \quad b = \rho_p g \frac{D^2}{2} L + 5750 D^2 L,$$

$$c = 0,52\rho_{ш}\omega^2 S_0^2, \quad m = 5750 D^2 L.$$

За формулою Марковца:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{(6900 + 0,1\rho_p g)D^2}{\frac{[\sigma_{зв}]^2}{L} - 0,63\rho_{ш}\omega^2 S_0 - 0,2(\rho_{ш} - \rho_p)g}} \quad (4.4)$$

Одержане значення закругляємо до найближчого, в більшу сторону, стандартного.

4.3.2 Двоступінчаста колона штанг

Розрахунок виконується з умови рівномірності верхньої і нижньої

ступіней. Діаметрами штанг задаємось.

Для верхньої ступені максимальне напруження дорівнює:

$$\sigma_{max2} = \sigma_{cp2} + \sigma_{a2}$$

$$\text{де: } \sigma_{cp2} = \rho_p g \left(\frac{1}{2} \frac{D^2}{d_{u2}^2} - 1 \right) L + \rho_p g \left(1 + \frac{d_{u1}^2}{d_{u2}^2} \right) l_1 + \rho_w g \left(L - l_1 + l_1 \frac{d_{u1}^2}{d_{u2}^2} \right),$$

$$\sigma_{a2} = 5750 \frac{D^2}{d_{u2}^2} L + 0,52 \rho_w \omega^2 S_0 \left(L - l_1 + l_1 \frac{d_{u1}^2}{d_{u2}^2} \right).$$

Для нижньої ступені:

$$\sigma_{max1} = \sigma_{cp1} + \sigma_{a1}$$

$$\sigma_{cp1} = g \rho_p \left(\frac{1}{2} \frac{D^2}{d_{u1}^2} - 1 \right) L + g \rho_w l_1,$$

$$\sigma_{a1} = 5750 \frac{D^2}{d_{u1}^2} L + 0,52 \rho_w \omega^2 S_0 l_1.$$

В цих формулах індекс 1 належить нижній ступені, індекс 2 – верхній, l_1 – довжина нижньої ступені колони.

З умови рівномірності:

$$\sigma_{cp1} = \sigma_{cp2}, \text{ або}$$

$$\sigma_{max1} \sigma_{a1} = \sigma_{max2} \sigma_{a2}. \quad (4.5)$$

Визначаємо необхідну довжину нижньої ступені l_1 .

Для спрощення розрахунків позначимо:

$$\begin{aligned} \sigma_{max1} &= a_1 l_1 + b_1; & \sigma_{a1} &= c_1 l_1 + m_1; \\ \sigma_{max2} &= a_2 l_1 + b_2; & \sigma_{a2} &= c_2 l_1 + m_2. \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$(a_1 l_1 + b_1)(c_1 l_1 + m_1) = (a_2 l_1 + b_2)(c_2 l_1 + m_2)$$

Тут:

$$a_1 = g \rho_w \left(1 + 0,52 \frac{\omega^2 S_0}{g} \right);$$

$$b_1 = \left[\left(\frac{g \rho_p}{2} + 5750 \right) \frac{D^2}{d_{u1}^2} - g \rho_p \right] L;$$

$$c_1 = 0,52 \rho_w \omega^2 S_0^2;$$

$$m_1 = 5750 \frac{D^2}{d_{u1}^2} L;$$

$$b_2 = b_1 + a_1 L;$$

$$m_2 = m_1 + c_1;$$

$$c_2 = 0,52 \rho_w \omega^2 S_0 \left(\frac{d_{w1}^2}{d_{w2}^2} - 1 \right).$$

Довжина верхньої ступені: $l_2 = L - l_1$.

4.3.3 Триступінчаста колона штанг

Діаметрами штанг d_{w1} , d_{w2} , d_{w3} задаємося. Довжину нижньої ступені l_1 вивчаємо з умов міцності по зведеному напруженню:

$$l_1 = -\frac{a_1 m_1 + b_1 c_1}{2a_1 c_1} + \sqrt{\left(\frac{a_1 m_1 + b_1 c_1}{2a_1 c_1} \right)^2 + \frac{[\sigma_{36}]^2 - b_1 m_1}{a_1 c_1}} \quad (4.7)$$

Тут:

$$a_1 = g \rho_w \left(1 + 0,52 \frac{\omega^2 S_0}{g} \right);$$

$$b_1 = \left[\left(\frac{g \rho_p}{2} + 5750 \right) \frac{D^2}{d_{w1}^2} - g \rho_p \right] L;$$

$$c_1 = 0,52 \rho_w \omega^2 S_0; \quad m_1 = 5750 \frac{D^2}{d_{w1}^2} L.$$

L – довжина колони штанг:

$$L = l_1 + l_2 + l_3.$$

Довжина l_2 другої ступені:

$$l_2 = -\frac{a_2 m_2 + b_2 c_2}{2a_2 c_2} + \sqrt{\left(\frac{a_2 m_2 + b_2 c_2}{4a_2 c_2} \right)^2 + \frac{[\sigma_{36}]^2 - b_2 m_2}{a_2 c_2}} \quad (4.8)$$

Тут:

$$a_2 = g \rho_p \left(\frac{1}{2} \frac{D^2}{d_{w2}^2} - 1 \right) + g \rho_p \left(1 + \frac{d_{w1}^2}{d_{w2}^2} \right) l_1 + g \rho_w l_1 \frac{d_{w1}^2}{d_{w2}^2} +$$

$$+ 5750 \frac{D^2}{d_{w2}^2} L + 0,52 \rho_w \omega^2 S_0 l_1 \frac{d_{w1}^2}{d_{w2}^2};$$

$$b_2 = g \rho_w \left(1 + 0,52 \frac{\omega^2 S_0}{g} \right); \quad m_2 = 0,52 \rho_w \omega^2 S_0;$$

$$c_2 = 5750 \frac{D^2}{d_{ш2}^2} L + 0,52 \rho_{ш} \omega^2 S_0 l_1 \frac{d_{ш1}^2}{d_{ш2}^2}.$$

Довжина третьої ступені:

$$l_3 = L - l_1 - l_2.$$

Визначаємо зведене напруження в точці підвісу штанг і порівнюємо з допустимим значенням.

Виходячи з умови раціональності небезпечних перерізів колони насосних штанг довжина окремих ступеней визначається за формулами [16]:

$$l_1 = L \frac{q_p(x+y-2z) + q_3(b+m)}{q_3(b+m) \left(3 - \frac{1}{x} - \frac{1}{y} \right)}; \quad (4.9)$$

$$l_2 = L \frac{[q_p z + q_3(b+m)](y-1)}{q_3 y(b+m) \left(3 - \frac{1}{x} - \frac{1}{y} \right)}; \quad (4.10)$$

$$l_3 = L - l_1 - l_2.$$

Тут: q_p – вага $1m$ рідини над плунжером; $b = \frac{\rho_m - \rho_p}{\rho_{ш}}$ – коефіцієнт втрати

ваги штанг в рідині; q_1 ; q_2 ; q_3 – вага $1m$ штанг 1,2,3 ступенях; A_1 , A_2 , A_3 – площі

перерізів штанг; $x = \frac{A_3}{A_2}$, $y = \frac{A_2}{A_1}$, $z = \frac{A_3}{A_1}$; m – фактор динамічності:

$$m = \frac{n^2 S_0}{1440} = \frac{\omega^2 S_0}{15,8}.$$

4.3.4 Викривлені свердловини

Одноступінчаста колона

Розрахунок виконується по допустимому напруженню. Загальна довжина колони L відома. Свердловина з одним викривленням (рис. 3.1).

Діаметр штанг:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{1,274}{[\sigma]} [q(l_1 + l_2)(1+m)K_{mp} + l_3(1+m) + F_{np} e^{f\varphi}]} \quad (4.11)$$

Тут K_{mp} – коефіцієнт, який враховує дію тертя;

$$K_{mp} = e^{f\varphi} (\cos \varphi + f \sin \varphi),$$

F_{nl} – зусилля на плунжері при русі вверх. Значення коефіцієнта K_{mp} для цих кутів нахилу φ і коефіцієнта тертя f зведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

f	φ , град	10	20	30	40	50
0,1	K_{mp}	1,002	1,008	0,965	0,890	0,784
0,2	K_{mp}	1,038	1,080	1,072	1,028	0,948
0,3	K_{mp}	1,092	1,157	1,189	1,182	1,133

Двоступінчаста колона

Діаметрами штанг на кожній ступені d_1 і верхній d_2 задатись.

Довжина нижньої ступені:

$$l_1 = \frac{[\sigma]A_1 - F_{nl} e^{f\varphi}}{q_1(1+m)K_{mp}} \quad (4.12)$$

Довжина верхньої ступені

$$l_2 = L - l_1.$$

Триступінчаста колона

Розрахунок виконується з умови рівномірності небезпечних перерізів.

Довжини окремих ступіней:

$$l_1 = L \frac{q_p(x+y-2z) + q_3(b+m)K_{mp}}{q_3(b+m) \left(3 - \frac{l}{x} - \frac{l}{y} \right) K_{mp}} \quad (4.13)$$

$$l_2 = L \frac{q_p z + q_3(b+m)K_{mp}(y-l)}{q_3 y \left(3 - \frac{l}{x} - \frac{l}{y} \right) (b+m)K_{mp}}, \quad (4.14)$$

$$l_3 = L - l_1 - l_2.$$

Позначення такі ж, як в (4.9), (4.10).

5 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ

Приклад № 1

Вибрати по зведеному напруженню в точці підвісу діаметр насосних штанг. Матеріал – сталь легована $[\sigma_{36}] = 110 \text{ МПа}$. Глибина спуску насоса $L = 1800 \text{ м}$. Густина нафти $\rho_p = 900 \text{ кг/м}^3$, густина матеріалу штанг $\rho_{ш} = 7850 \text{ кг/м}^3$, довжина ходу полірованого штоку $S_0 = 3,3 \text{ м}$, число качань в хвилину $n = 9$, діаметр насоса $D = 28 \text{ мм}$.

Розрахунок за формулою (4.3):

$$a = (\rho_{ш} - \rho_p)gL + 0,52\rho_{ш}\omega^2 S_0 = (7850 - 900)9,81L + 0,52 \cdot 7850 \cdot 0,94^2 \cdot 3,3L = 81633L$$

$$b = \left(g\rho_p \frac{D^2}{2} + 5750 \cdot D^2 \right) L = \left(900 \cdot 9,81 \frac{1}{2} + 5750 \right) 28^2 \cdot 10^{-6} L = 8,036L$$

$$c = 0,52\rho_{ш}\omega^2 S_0^2 L = 0,52 \cdot 7850 \cdot 0,94^2 \cdot 3,3L = 12133L$$

$$m = 5750D^2 L = 5750 \cdot 28^2 \cdot 10^{-6} = 4,5L$$

$$\frac{am + bc}{2\left([\sigma_{36}]^2 - ac\right)} = \frac{81633 \cdot 4,5 + 8,036 \cdot 12133}{2\left[\left(\frac{110 \cdot 10^6}{1800}\right)^2 - 81633 \cdot 12133\right]} = 84,7 \cdot 10^{-6}$$

$$\frac{-bm}{[\sigma_{36}]^2 - ac} = \frac{8,036 \cdot 4,5}{27445 \cdot 10^6} = 1,3 \cdot 10^{-9}$$

$$d_{ш} = \sqrt{84,7 \cdot 10^{-6} + \sqrt{7,174 \cdot 10^{-9} + 1,3 \cdot 10^{-9}}} = 13,29 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 13,29 \text{ мм}$$

Розрахунок за формулою (4.4):

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{(6900 + 0,1 \cdot 900 \cdot 9,81)28^2 \cdot 10^{-6}}{\frac{110 \cdot 10^6}{1800} - 0,64 \cdot 7850 \cdot 0,94^2 \cdot 3,3 - 0,2(7850 - 900)9,81}} = 14,1 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 14,1 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{ш} = 16 \text{ мм}$.

Приклад №2

Підібрати по зведеному напруженню двоступінчасту колону штанг для насоса $D=28\text{мм}$, глибина спуску $L=2500\text{м}$. Решта даних таких як в попередньому прикладі.

Довжину нижньої ступені визначасмо за формулою (4.5). Попередньо обчислюємо всі складові рівняння. Приймаємо діаметри штанг $d_{ш1}=19\text{мм}$, $d_{ш2}=22\text{мм}$.

$$a_1 = 78500 \left(1 + 0,52 \frac{0,94^2 \cdot 3,3}{9,81} \right) = 90275,$$

$$b_1 = \left[\left(\frac{9000}{2} + 5750 \right) \left(\frac{28}{19} \right)^2 - 9000 \right] \cdot 2500 = 33,15 \cdot 10^6,$$

$$c_1 = 0,52 \cdot 78500 \frac{0,94^2 \cdot 3,3}{9,81} = 12133,$$

$$m_1 = 5750 \left(\frac{28}{19} \right)^2 \cdot 2500 = 30,9 \cdot 10^6,$$

$$a_2 = 9000 \left(\frac{1+19^2}{22^2} \right) - 78500 \left(1 - \frac{19^2}{22^2} \right) \left(1 + 0,52 \frac{0,94^2 \cdot 3,3}{9,81} \right) = -7229,$$

$$b_2 = 33,15 \cdot 10^6 + 90275 \cdot 2500 = 225,5 \cdot 10^6,$$

$$c_2 = 0,52 \cdot 78500 \left(\frac{19^2}{22^2} - 1 \right) \frac{0,94^2 \cdot 3,3}{9,81} = -3083,$$

$$m_2 = 30,9 \cdot 10^6 + 30,25 \cdot 10^6 = 61,15 \cdot 10^6.$$

Таким чином:

$$\sigma_{\max 1} = 90275 l_1 + 33,15 \cdot 10^6,$$

$$\sigma_{a1} = 12133 l_1 + 30,9 \cdot 10^6,$$

$$\sigma_{\max 2} = 225,5 \cdot 10^6 - 7229 l_1,$$

$$\sigma_{a2} = 61,15 \cdot 10^6 - 3083 l_1.$$

$$\sigma_{зв1} = \sqrt{(90275 l_1 + 33,15 \cdot 10^6) (12133 l_1 + 30,9 \cdot 10^6)}$$

$$\sigma_{зв2} = \sqrt{(225,5 \cdot 10^6 - 7229 l_1) (61,15 \cdot 10^6 - 3083 l_1)}$$

З умови, що $\sigma_{301} = \sigma_{302}$ одержимо:

$$l_1^2 + 3,82 \cdot 10^3 l_1 - 11,22 \cdot 10^6 = 0$$

або

$$l_1 = -1,910 \cdot 10^3 + \sqrt{3,648 \cdot 10^6 + 11,22 \cdot 10^6} = 1945 \text{ м.}$$

Довжина верхньої ступені

$$l_2 = L - l_1 = 2500 - 1945 = 555 \text{ м.}$$

Приклад №3

Підібрати рівномічну триступінчасту колону штанг діаметром 25, 22, 19 мм роботи вставного насосу $D=32$ мм на глибині $L=2500$ м, густина нафти $\rho_n = 950 \text{ кг/м}^3$, фактор динамічності $m=0,3$.

Розрахунок виконуємо за формулами (4.9), (4.10).

Попередньо обчислюємо:

$q_p = 0,8g\rho_p = 0,8 \cdot 9,5 \cdot 9,81 = 7,6 \text{ Н}$ – вага 1 м рідини над плунжером.

$$b = \frac{\rho_{ш} - \rho_n}{\rho_{ш}} = \frac{7850 - 950}{7850} = 0,88.$$

$$x = \frac{A_3}{A_2} = \frac{490}{380} = 1,29;$$

$$y = \frac{A_2}{A_1} = \frac{380}{283} = 1,34;$$

$$z = \frac{A_3}{A_1} = \frac{490}{283} = 1,73.$$

Підставляємо числові значення і знаходимо:

$$l_1 = \frac{7,6(1,29 + 1,34 - 2 \cdot 1,73 + 41) \cdot 41(0,88 + 0,3)}{41(0,88 + 0,3) \left(3 - \frac{1}{1,29} - \frac{1}{1,34} \right)} \cdot 2500 = 1390 \text{ м};$$

$$l_2 = \frac{[7,6 \cdot 1,73 + 41(0,88 + 0,3)] \cdot (1,34 - 1)}{41 \cdot 1,34 \left(3 - \frac{1}{1,29} - \frac{1}{1,34} \right) (0,88 + 0,3)} = 542 \text{ м};$$

$$l_3 = 2500 - 542 - 1390 = 568 \text{ м.}$$

Приклад №4

По даних прикладу №2 визначити втрату ходу плунжера і дійсну довжину ходу.

$$\Delta S = \frac{\sigma_p L}{E} \left(\frac{\varepsilon_1}{A_{ш1}} + \frac{\varepsilon_2}{A_{ш2}} \right).$$

Тут ε_1 – частка довжини першої ступені в загальній довжині колони; ε_2 – частка другої ступені; $A_{ш1}$, $A_{ш2}$ – площі перерізів штанг в першій і другій ступенях.

$$\varepsilon_1 = \frac{l_1}{L} = \frac{1945}{2500} = 0,78; \quad \varepsilon_2 = 1 - 0,78 = 0,22.$$

$$\sigma_p = g \rho_p (A_{шн} - A_{ш1}) L = 900 \cdot 9,81 (6,15 - 28,3) \cdot 10^{-6} \cdot 2500 = 7470 \text{ Н}.$$

$$\Delta S = \frac{7470 \cdot 2500}{2,1 \cdot 10^{11}} \left(\frac{0,78}{2,83 \cdot 10^{-4}} + \frac{0,22}{3,8 \cdot 10^{-4}} \right) = 0,296 \text{ м}.$$

Критерій динамічності:

$$\varphi = \frac{\omega L}{a} = \frac{0,94 \cdot 2500}{4900} = 0,48;$$

$$\varphi = 0,48 > \varphi_{кр} = 0,2;$$

$$S_{пл} = S_0 \left(1 + m \frac{\varphi^2}{2} \right) - \Delta S = 3,3 \left(1 + \frac{0,48^2}{2} \right) - 0,296 = 3,38 \text{ м}.$$

Приклад №5

Підібрати двоступінчасту колону штанг для свердловини з однією ланкою викривлення для роботи насоса $D = 43 \text{ мм}$ на глибині $H = 1200 \text{ м}$, довжина вертикальної ділянки $l_B = 200 \text{ м}$, кут викривлення $\varphi = 20^\circ$, густина флюїду $\rho_p = 950 \text{ кг/м}^3$, діаметри штанг $d_{ш1} = 16 \text{ мм}$, $d_{ш2} = 19 \text{ мм}$. Матеріал штанг

сталь 40. Число качань $n = 10 \frac{l}{xv}$, хід полірованого штоку $S_0 = 1,8 \text{ м}$.

По табл. 4.2 знаходимо, що штанги $d_{ш1} = 16 \text{ мм}$ складають 45% довжини колони, а штанги $d_{ш2} = 19 \text{ мм}$ складають 55% довжини колони.

Довжина колони штанг:

$$L = l_g + l_k + l_n;$$

$$l_k = \rho \cdot \varphi = 200 \cdot 0,349 = 70 \text{ м};$$

$$l_n = \frac{H - l_g - l_k}{\cos 20^\circ} = 978 \text{ м};$$

$$L = 200 + 70 + 978 = 1248 \text{ м}.$$

Довжина ступіней складає:

нижньої

$$l_1 = 0,45 \cdot L = 0,45 \cdot 1248 = 562 \text{ м},$$

верхньої

$$l_2 = L - l_1 = 1248 - 562 = 562 \text{ м}.$$

Так як $l_1 < l_n$, то нижня ступінь розташована на похилій ділянці.

Максимальне зусилля в нижній ступені:

$$F_{max1} = q_1 l_1 (\cos \varphi + f \sin \varphi) + F_{nn} + \kappa_{\partial} q_1 l_1.$$

$$\kappa_{\partial} = \frac{n^2 S_0}{1490} = \frac{10^2 \cdot 1,8}{1490} = 0,117.$$

$$F_{nn} = (A_{nn} - A_{u1}) g \rho_p H = (14,6 - 2,0) \cdot 10^{-4} \cdot 9500 \cdot 1200 = 14364 \text{ Н}.$$

$$F_{max1} = 16,7 \cdot 562 (\cos 20^\circ + 0,2 \sin 20^\circ) + 14364 + 0,117 \cdot 16,7 \cdot 562 = 25033 \text{ Н}.$$

Напруження:

$$\sigma_{max1} = \frac{F_{max1}}{A_{u1}} = \frac{25033}{200} \approx 125 \text{ МПа}.$$

Максимальне зусилля у верхній ступені:

$$\begin{aligned} F_{max2} &= [q_1 l_1 + q_2 (l_n - l_1)] e^{f\varphi} (\cos \varphi + f \sin \varphi) + F_{nn} e^{f\varphi} + q_2 \rho \sin \varphi + q_2 l_g + \\ &+ \kappa_{\partial} (q_1 l_1 + q_2 l_2) = [16,7 \cdot 562 + 23,5(978 - 562)] \cdot 1,08 + 14364 e^{0,2 \cdot 0,349} + \\ &+ 23,5 \cdot 200 \cdot \sin 20^\circ + 23,5 \cdot 200 + 0,117(16,7 \cdot 562 + 23,5 \cdot 686) = 20694 + \\ &15402 + 1607 + 4700 + 2984 = 45388 \text{ Н} \end{aligned}$$

Напруження:

$$\sigma_{max2} = \frac{F_{max2}}{A_{u2}} = \frac{45388}{283} = 160 \text{ МПа}.$$

У верхній частині колони штанги більше навантажені ніж в нижній.

Запас міцності на розтяг:

$$K_{m1} = \frac{\sigma_m}{\sigma_{max2}} = \frac{320}{160} = 2.$$

Мінімальні зусилля в штангах. На першій ступені:

$$F_{min} = q_1 l_1 (\cos \varphi - f \sin \varphi) - F_0 - \kappa_{дн} \cdot q_1 l_1$$

$$F_0 = 25 \cdot D = 25 \cdot 43 = 1075 \text{ Н}$$

$$\kappa_{дн} = \frac{n^2 S_0}{1790} = \frac{10^2 \cdot 1,8}{1790} = 0,1$$

$$F_{min1} = 16,7 \cdot 562 (\cos 20^\circ - 0,2 \cdot \sin 20^\circ) - 1075 - 0,1 \cdot 16,7 \cdot 562 = 6164 \text{ Н}.$$

$$\text{Напруження: } \sigma_{min1} = \frac{F_{min1}}{A_{u1}} = \frac{6164}{200} = 30,82 \text{ МПа}.$$

На другій верхній ступені:

$$F_{min2} = [q_1 l_1 + q_2 (l_n - l_1)] e^{-f\varphi} (\cos \varphi - f \sin \varphi) - F_0 e^{f\varphi} + q_2 \rho \sin \varphi + q_2 l_e - \kappa_{дн} (q_1 l_1 + q_2 l_2) = [16,7 \cdot 562 + 23,5(978 - 562)] \cdot e^{-0,2 \cdot 0,349} (\cos 20^\circ - 0,2 \cdot \sin 20^\circ) - 1075 e^{-0,2 \cdot 0,349} + 23,5(200 \sin 20^\circ + 200) - 0,1 \cdot (16,7 \cdot 562 + 23,5 \cdot 686) = 15570 - 1002 + 6307 - 2550 = 18326 \text{ Н}$$

Напруження:

$$\sigma_{min2} = \frac{F_{min2}}{A_{u2}} = \frac{18326}{283} = 65 \text{ МПа}.$$

Амплітуда зміни напружень

$$\sigma_{a1} = \frac{\sigma_{max1} - \sigma_{min1}}{2} = \frac{125 - 30,82}{2} = 47 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{a2} = \frac{\sigma_{max2} - \sigma_{min2}}{2} = \frac{160 - 47}{2} = 56,5 \text{ МПа}.$$

Зведені напруження:

$$\sigma_{зв1} = \sqrt{\sigma_{max1} \cdot \sigma_{a1}} = \sqrt{125 \cdot 47} = 76,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зв2} = \sqrt{\sigma_{max2} \cdot \sigma_{a2}} = \sqrt{160 \cdot 56,5} = 95 \text{ МПа}.$$

З табл. 2.1 знаходимо, що умові міцності задовольняють штанги, виготовлені зі сталі 40, нормалізовані і оброблені СВЧ для якої $[\sigma] = 120 \text{ Н / мм}^2$.

Приклад №6

Приклад розрахунку довговічності

Нехай розрахунок колони насосних штанг показав, що найбільше зведене напруження виникає в штанзі діаметром 22 мм. Значення напружень $\sigma_a = 160$ МПа, $\sigma_a = 40$ МПа. Проведемо розрахунок корозійно-втомної довговічності при різних значеннях імовірності неруйнування.

Визначаємо коефіцієнт асиметрії циклу навантаження

$$r = \frac{\sigma_{max} - 2\sigma_a}{\sigma_{max}} = 0.5.$$

Визначення $\bar{\sigma}_r$ проводимо за рівнянням (3.23). Необхідні параметри наведені в п. 3.9.

$$\bar{\sigma}_r = \frac{2 \cdot 61.58 \cdot 590}{(1 - 0.5)(1 + 0.3) \cdot 590 + 2 \cdot 0.5 \cdot 61.58} = 163.26 \text{ МПа.}$$

Згідно з рівнянням (3.24) знаходимо S_r :

$$S_r = 22.25 \frac{163.26}{61.58} = 59.0 \text{ МПа.}$$

За табл. 3.5 визначаємо частинні значення границі витривалості $\bar{\sigma}_{rR}$:

$$\bar{\sigma}_{r0.8} = 163.26 - 1.0452 \cdot 59.0 = 101.59 \text{ МПа;}$$

$$\bar{\sigma}_{r0.9} = 163.26 - 1.6563 \cdot 59.0 = 65.56 \text{ МПа;}$$

$$\bar{\sigma}_{r0.95} = 163.26 - 2.2198 \cdot 59.0 = 32.29 \text{ МПа.}$$

Враховуючи дані табл. 3.6 та рівність $Q = N_0 \cdot \sigma_{rR}$, з рівняння (3.17) визначаємо кількість циклів до руйнування при визначеній імовірності руйнування: 743600 при $R=0.8$, 289800 при $R=0.9$ і 94700 при $R=0.95$.

Криві рівної імовірності неруйнування наведені на рис. 5.1.

Як бачимо, хоча робоче напруження $\sigma_{max} = 160$ МПа в даному випадку і не перевищує середнє значення границі витривалості $\bar{\sigma}_r = 163.26$ МПа, існує імовірність корозійно-втомного руйнування штанг.

Для забезпечення безаварійної роботи необхідно своєчасно замінити штанги, які вичерпали свій ресурс для визначеної імовірності неруйнування, або

водити діагностичне обстеження, керуючись результатами проведеного обліку.

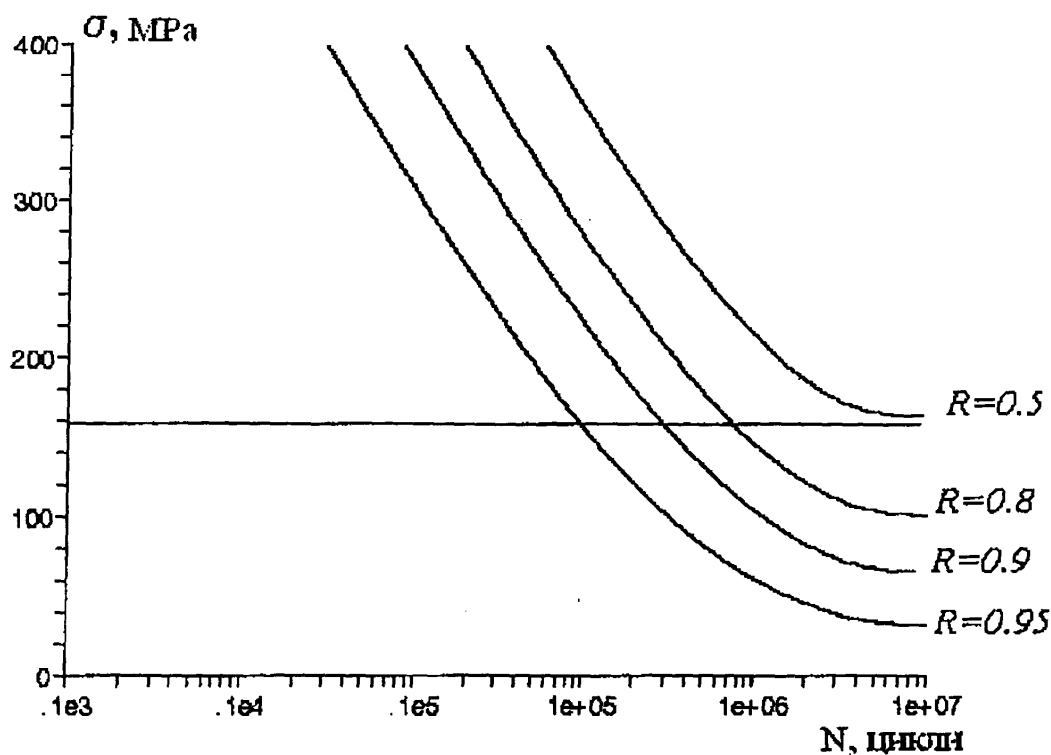


Рис. 5.1. Криві рівної імовірності неруйнування насосних штанг

ЛІТЕРАТУРА

ГОСТ 13877-80. Насосные штанги. Общие требования.

Довідник з нафтогазової справи /За заг. ред. д. т. н. В.С. Бойка, Р.М. Гондрата, Р.С. Яремійчук. – К.: 1996 - 620 с.

Ивановский В.Н., Дарищев В.И., Сабиров А.А. и др. Оборудование для добычи нефти и газа. – М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина. 2003. – 4.2 – 792 с.

Малько Б.Д., Козак Я.І. Спрощення розрахункової схеми бурильної колони. Науковий вісник. Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, 2002. №2. - С. 8-11.

Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение. – 1969. – 296 с.

Адонин А.И. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра. 1979.-213 с.

- Пушкар П.В. Визначення сил та напружень в насосних штангах на викривленій ділянці свердловини // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 3. – С. 63-66
- Дунин-Барковский И.В., Смирнов Н.В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике (общая часть). – М.: Гостехиздат, 1955
- Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. – М.: УП "Арти-Фекс", 2002. – 186 с.
- Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей в типових умовах експлуатації // Збірник доповідей 7 Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків (СУІМЛ-7). – Львів. – 2005. – С. 73.
- Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В., Козак О.М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин // Машинознавство. – 2003. – № 12. – С. 17-20
- Артим В.І., Івасів В.М., Федорович Я.Т., Пушкар П.В. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 2. – С. 79-82
- Копей Б.В., Стеліга І.І., Копей В.Б. Методи прогнозування ресурсу насосних штанг/ Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 1999. – № 36 (Том 4). – С. 24-59
- Муравьев В.М. Справочник мастера по добыче нефти. – М.: Недра. 1975. – 64 с.
- Справочное руководство по проектированию разработки и эксплуатации нефтяных месторождений. Добыча нефти. /Ред. Ш.К. Гиматудинов. – М.: Недра, 1983. – 455 с.
- Малько Б.Д., Прозур О.В. Навантаження на штанги у викривлених свердловинах. Матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції "Нафта і газ України 2004", К.: – 2004. – С.222 – 223.