

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

4/043)
УДК 622.276.53.05-886

на правах рукопису

Харун Віктор Романович

**ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ
ПАРАМЕТРІВ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ
ВЕРСТАТІВ-КАЧАЛОК**

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

ДИСЕРТАЦІЯ

на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник
докт. техн. наук, проф.
Малько Б.Д.



Івано-Франківськ, 2004

253

ЗМІСТ

| | Стор. |
|--|-------|
| ВСТУП | 5 |
| РОЗДІЛ1. АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВЕРСТАТІВ-КАЧАЛОК | 12 |
| 1.1 Огляд схеми балансирних верстатів-качалок | 12 |
| 1.2 Аналіз навантажень, які сприймають механізми та деталі верстатів-качалок | 18 |
| 1.3 Методи зрівноваження верстатів-качалок | 26 |
| 1.4 Шляхи вдосконалення верстатів-качалок | 31 |
| 1.5 Постановка задач досліджень | 35 |
| Висновки | 36 |
| РОЗДІЛ2. КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ АНАЛІЗ БАЛАНСИРНИХ ВЕРСТАТІВ-КАЧАЛОК | 37 |
| 2.1 Математична модель двоплечого верстата-качалки | 37 |
| 2.2 Дослідження впливу геометричних параметрів ланок виконавчого механізму верстата-качалки на зміну його кінематичних параметрів | 49 |
| 2.2.1 Вплив координат розміщення опори балансира на геометричні розміри кривошипа та шатуна | 49 |
| 2.2.2 Вплив кута дезаксіалу | 51 |
| 2.2.3 Вплив кута тиску | 57 |
| 2.2.4 Вплив основної безрозмірної характеристики | 59 |
| 2.3 Силовий аналіз верстатів-качалок з двоплечим балансиром | 61 |
| 2.3.1 Розрахунок реакцій опор та крутного моменту кривошипа | 61 |
| 2.3.2 Аналіз впливу довжини переднього та заднього плечей балансира | 73 |
| Висновки | 75 |
| РОЗДІЛ3. ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК НАЗЕМНОГО ТА ГЛИБИННОГО ОБЛАДНАННЯ НА ЗМІНУ КРУТНОГО МОМЕНТУ КРИВОШИПА ДВОПЛЕЧИХ ВЕРСТАТІВ-КАЧАЛОК | 76 |
| 3.1.Режими роботи верстатів-качалок | 80 |
| 3.2 Визначення ваги противаг при їх розміщенні на кривошипі | 89 |

| | |
|---|-----|
| 3.2.1 Аналіз існуючих методів | 89 |
| 3.2.2 Визначення необхідної ваги противаг та відстані їх розміщення за максимальним значенням крутного моменту кривошипа | 92 |
| 3.2.3 Визначення необхідної ваги противаг при їх розміщенні на балансірі. | 96 |
| 3.2.4 Визначення необхідної ваги противаг при комбінованому зрівноважуванні. | 99 |
| 3.3 Дослідження впливу втрати ходу на крутний момент кривошипа | 103 |
| 3.4 Вплив технічного стану глибинного насоса на крутний момент кривошипа | 107 |
| 3.4.1. Незаповнення рідиною циліндра насоса | 107 |
| 3.4.2. Пропуски в нагнітальній частині насоса | 110 |
| 3.4.3. Пропуски в прийомній частині насоса | 114 |
| Висновки | 118 |
| РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ДВОПЛЕЧИХ ВЕРСТАТІВ-КАЧАЛОК ЗА ДІЙСНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ ТОЧКИ ПІДВІСКИ ШТАНГ | 119 |
| 4.1 Проведення попереднього зрівноваження | 119 |
| 4.2 Контроль зрівноваження та дозрівноваження верстата-качалки | 126 |
| 4.3 Умови зменшення навантаження опор редуктора | 133 |
| 4.4 Шляхи вдосконалення зрівноваження верстата-качалки | 135 |
| 4.4.1 Метод контролю за зрівноваженням верстата-качалки | 135 |
| 4.4.2 Пристрій для компенсації від'ємної частини крутного моменту | 138 |
| Висновки до розділу | 143 |
| 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ | 144 |
| 5.1 Задачі експериментальних досліджень | 144 |
| 5.2 Опис експериментальної установки | 144 |
| 5.3 Робота установки | 149 |
| 5.4 Моделювання роботи верстата-качалки | 151 |
| 5.4.1 Моделювання навантаження точки підвіски штанг | 151 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 5.4.2 | Моделювання втрати ходу | 155 |
| 5.4.3 | Моделювання умов роботи глибинного насоса | 155 |
| 5.5 | Тарування давачів на експериментальній установці | 157 |
| 5.5.1. | Тарування давачів зусиль розміщених на підвісці та шатуні | 157 |
| 5.5.2. | Тарування давача крутного моменту | 161 |
| 5.5.3 | Давач вимірювання лінійного переміщення штока навантажувального пристрою | 161 |
| 5.6 | Методика проведення експерименту | 163 |
| | Висновки | 175 |
| | ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ | 176 |
| | СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 179 |
| | ДОДАТКИ | 190 |

ВСТУП

Найстаріші нафтові родовища України зосереджені на заході. У Галичині про нафту знали з давніх часів, у всій прикарпатській смузі від Добромиля до Биткова й Кут, ще здавна чорна горюча рідина просочувалась на поверхню землі і люди копали там колодязі, тим самим започатковуючи таку важливу сьогодні галузь промисловості – нафтовидобувну. Перший колодязь для видобування нафти був викопаний в с.Ріпному ще в 1786р. На теперішній час на Західні Україні експлуатацією нафтових родовищ займаються Долинське, Надвірнянське та Бориславське НГВУ ВАТ “Укрнафта”. Видобуток нафти з свердловин ведеться механізованим способом переважно за допомогою глибинних штангових насосних установок (СШНУ), в яких у якості приводу використовуються верстати-качалки. Верстат-качалка в усьому світі залишається простим, надійним, а тому і самим розповсюдженим приводом. Разом з тим, умови його експлуатації є досить складні й впливають на навантаженість всіх механізмів та енергоспоживання привідного електродвигуна.

Тому, покращення характеристик верстата-качалки є важливою задачею як при вдосконаленні існуючих конструкцій, так і при розробці нових модифікацій. За свою історію верстати-качалки постійно вдосконалювались. Так, в їх перших конструкціях використовувалась аксіальна схема виконавчого механізму з двоплечим балансиrom. В цих установках тривалість робочого та холостого ходів точки підвіски штанг була однаковою, що приводило до різних умов навантаження обладнання СШНУ за робочий цикл. Проте, бажання полегшити умови роботи глибинного обладнання та вести видобуток нафти з меншими експлуатаційними витратами, привела до появи нових дезаксіальних схем виконавчого механізму.

Важливість правильного вибору схеми виконавчого механізму пояснюється наступним:

– виконавчий механізм верстата-качалки повинен забезпечувати необхідний закон руху точки підвіски штанг та мінімальні навантаження

глибинного обладнання. Дотримання цієї умови дозволяє вести видобуток нафти з найменшими витратами на обслуговування та ремонт свердловинного обладнання та збільшити термін його безвідмовної роботи;

– правильний підбір характеристик глибинонасосної установки та виконання якісного зрівноважування дозволяє зменшити енергоспоживання привідного двигуна в процесі експлуатації, а отже, й веде до зниження експлуатаційних витрат, зменшення поломок редуктора та виходу з ладу пасової передачі.

Вибір та розрахунок раціональних значень основних параметрів виконавчих механізмів з врахуванням найбільшої кількості параметрів глибинного обладнання є важливим етапом для виконання діагностики, прогнозування і забезпечення необхідного ресурсу роботи обладнання СШНУ.

Актуальність теми

Аналіз виконаних науково-дослідних робіт по дослідженню конструкцій існуючих верстатів-качалок та їх кінематичних характеристик, а також умов роботи глибинного обладнання показали, що існує резерв для вдосконалення конструкцій верстатів-качалок та раціонального вибору характеристик їх виконавчих механізмів.

На практиці, при експлуатації свердловини, визначення стану глибинного та наземного обладнання проводиться на основі порівняння дійсних навантажень, отриманих безпосередніми вимірюваннями, та теоретичних розрахунків. В зв'язку з цим важливою постає задача розробки більш достовірної математичної моделі свердловинної штангової насосної установки (СШНУ), а для створення якісних систем діагностики та управління верстатом-качалкою - задача моделювання стану та режимів роботи глибинонасосної установки, що, в кінцевому результаті, дозволить вдосконалити методики прогнозування стану глибинного насосу, навантаженості штангової колони та здійснювати управління верстатом-качалкою з найменшими затратами енергії.

Швидкий розвиток комп'ютерної техніки та впровадження її в усіх

галузях нафтової промисловості дозволяє використовувати значні об'єми обчислень за короткий проміжок часу і перейти від спрощених моделей до математичних моделей верстатів-качалок, що враховують все більшу кількість геометричних, кінематичних та експлуатаційних параметрів як наземного, так і глибинного обладнання свердловини.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Дисертаційна робота виконувалась в рамках наступних науково-дослідних робіт: “Розробка методики побудови карт ізобар і визначення середньозваженого тиску шляхом моделювання на ПЕОМ полів пластових тисків” державна реєстрація № 0102U001431 (2001-2002р.); “Обґрунтування засобів і методів контролю параметрів і режимів роботи верстатів-качалок” (2002-2003р); комплексної держбюджетної теми “Розробка нових технологій подовження ресурсу та підвищення ефективності роботи нафтогазового обладнання” державна реєстрація № 0104U004087 на 2004-2006р Міністерства освіти і науки України.

Мета та задачі досліджень

Метою роботи є підвищення ефективності роботи СШНУ шляхом раціонального вибору параметрів виконавчого механізму і забезпечення якісного зрівноваження верстата-качалки.

Задачі досліджень:

1. Розробити математичну модель свердловинної штангової глибинонасосної установки з врахуванням кінематичних і масових характеристик виконавчого механізму та параметрів глибинного обладнання.
2. Розробити методику вибору раціональних параметрів виконавчого механізму, яка б забезпечила зменшення крутного моменту редуктора та навантажень опор вала кривошипа.
3. Визначити вплив геометричних, масових та експлуатаційних характеристик СШНУ на крутний момент кривошипа.
4. Провести аналіз методів зрівноваження верстатів-качалок в умовах експлуатації свердловин. Розробити методику виконання якісного зрівноваження по діючих навантаженнях точки підвіски штанг.

5. Розробити схему пристрою для компенсації від'ємного моменту кривошипа та виготовити експериментальну установку для моделювання навантаження вузлів верстата-качалки.

Об'єкт дослідження – свердловинна штангова глибинонасосна установка.

Предмет дослідження – виконавчий механізм верстата-качалки.

Для розв'язку поставлених задач використовувались методи:

- теоретичної механіки та теорії механізмів і машин для формування математичної моделі виконавчого механізму і на її основі визначення навантажень в кінематичних парах, зведеного моменту на кривошипі від сил опору і зрівноважуючого моменту;
- теорії механізмів і машин для вибору раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок по критерію кращого зрівноважування;
- експериментальний метод динамометрування - для отримання залежності діючого навантаження в точці підвіски штанг від її переміщення;
- експериментальний метод зрівноважування верстата-качалки за допомогою амперкліщів – для контролю якості виконання зрівноважування в умовах експлуатації свердловини;
- математичні та фізичні методи з використанням критеріїв подібності – при розробці схеми експериментальної установки та моделюванні режимів роботи верстата-качалки.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в поглибленні та розвитку теоретичних та експериментальних основ дослідження та вдосконалення конструктивних і експлуатаційних характеристик верстатів-качалок.

На основі теоретичних і експериментальних досліджень встановлено взаємозв'язок між геометричними, кінематичними та силовими параметрами виконавчих механізмів верстатів-качалок, що дозволило обґрунтувати вибір раціональних конструктивних параметрів з умови покращення зрівноваження, зменшення навантаженості окремих вузлів і деталей верстатів-качалок та

зменшення енергоспоживання приводних двигунів при різних режимах експлуатації СШНУ.

Практичне значення одержаних результатів

Результати досліджень, викладені в роботі, можуть бути використані: на заводах нафтогазового обладнання, а саме при проектуванні нових та вдосконаленні існуючих схем виконавчого механізму верстатів-качалок; нафтовидобувними підприємствами, з метою зменшення енергетичних витрат та підвищення ресурсу обладнання свердловинної штангової глибинонасосної установки; в системах діагностування та управління СШНУ на базі використання сучасних контролерів та ПЕОМ, при розрахунку кінематичних та силових параметрів верстата-качалки.

Удосконалена схема навантажувального пристрою виконавчого механізму може застосовуватись для випробовування приводів СШНУ підприємствами, що займаються виготовленням верстатів-качалок і при дослідженні роботи глибинного штангового насоса.

Результати досліджень прийняті до впровадження:

- 1 У НГВУ “Долинанафтогаз” ВАТ “Укрнафта” при визначенні необхідної ваги противаг та місця їх розміщення на кривошипях верстата-качалки з врахуванням характеристик приводу, глибинного обладнання та використовуючи методику розрахунку на ПЕОМ.
- 2 Навчальному процесі при виконанні курсового проекту по програмі “Теорія механізмів і машин” для студентів спеціальності 7.090217 /Обладнання нафтових і газових промислів.

Особистий внесок здобувача

Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. В роботах, опублікованих у співавторстві дисертанту належить: [1] – розробка математичної моделі верстата-качалки для розрахунку на ПЕОМ; [2] – визначення впливу кінематичних параметрів на крутний момент

кривошипа; [3] – розробка алгоритму розрахунку зведеного крутного моменту кривошипа для балансірної та повзункової схеми зрівноважування; [5] – визначення зведених до точки підвіски штанг маси колони штанг та її жорсткості; [6] – вибір необхідних параметрів глибинонасосної установки при моделюванні роботи колони пластикових штанг; [7] – аналіз основних станів глибинного насоса та створення їх математичної моделі; [8] – розробка схеми навантажувального пристрою та інформаційно-вимірjuвальної системи; [9] – розробка алгоритму визначення необхідної ваги противаг та місця їх розміщення на кривошипах; [110] – проаналізовано діапазон зміни характеристик рідини в свердловині; [109] – розроблено стенд для випробовування приводів свердловинних штангових насосних установок. Одна робота [4] виконана без співавторів.

Апробація результатів дисертації

Основні результати роботи доповідались та обговорювались на:

Науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу університету, Івано-Франківськ, 1998р., 2000р.; 6-й Міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України - 2000”, Івано-Франківськ, 2000р.; міжнародній науково-технічній конференції “Надійність машин та прогнозування їх ресурсу”, Івано-Франківськ - Яремча, 2000р.; 7-й науково-практичній конференції “Нафта і газ України 2002”, Київ, 2002р., 13-й Міжнародній науково-технічній конференції “New methods and technologies in petroleum geology, drilling, and reservoir engineering”, Краків, 2002р., 8-й Міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України - 2004”, Київ, 2004р.

Публікації

За матеріалами дисертації опубліковано 11 робіт, з яких 3 статі в фахових виданнях України, 7 – у матеріалах праць і тез конференцій та 1 деклараційний патент на винахід.

Структура та обсяг дисертаційної роботи

Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, 5 додатків, списку використаних джерел із 110 назв. Основний обсяг роботи становить 189 сторінок, в тому числі 61 рисунок та 13 таблиць. Загальний обсяг роботи – 216 сторінок.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ВЕРСТАТІВ-КАЧАЛОК

1.1. Огляд схем балансирних верстатів-качалок

Сьогодні, як і раніше, з існуючих методів видобутку нафти в Україні та й в цілому світі, самим розповсюдженим залишається метод видобутку нафти штанговими глибинонасосними установками. СШНУ складається з двох основних частин: підземної - глибинного плунжерного насоса, який приводиться в дію колоною штанг та наземної - приводу, який складається з передаточного II та виконавчого I механізмів (рис. 1.1).

В нафтодобувній промисловості найбільш розповсюджені балансирні приводи штангового глибинного насоса механічної дії, які отримали назву верстатів-качалок. Виконавчий механізм індивідуального механічного приводу складається з наступних ланок: кривошипа – 1, шатуна – 2, балансира – 3 з переднім – k_1 та заднім – k плечами (див.рис.1). Він виконується по двох принципових схемах (рис.1.2).

Найбільш поширеною та давньою є схема виконання з двоплечим балансиром (рис. 1.2а). По цій схемі існує 6 типів виконавчих механізмів, які відрізняються: довжиною переднього – k_1 , та заднього – k , плеч балансира та відстанню X_B – розміщення точки з'єднання шатуна з балансиром відносно осі обертання кривошипа. Якщо $X_B > 0$ – верстати-качалки носять назву установок з додатнім дезаксіалом, при $X_B = 0$ – аксіальних і при $X_B < 0$ – з від'ємним дезаксіалом [10].

По схемі рис. 1.2б виконуються одноплечі верстати-качалки. Застосування кінематичної схеми з одноплечим балансиром дозволяє покращити динамічні характеристики верстата-качалки, така схема є дуже зручною для застосування пневматичного, гідравлічного, або комбінованого зрівноважування, які використовуються у важких надпотужних глибинонасосних установках. Як правило, одноплечі верстати-качалки виконуються з від'ємним дезаксіалом.

На основі вище вказаних схем виконавчого механізму розроблено кілька

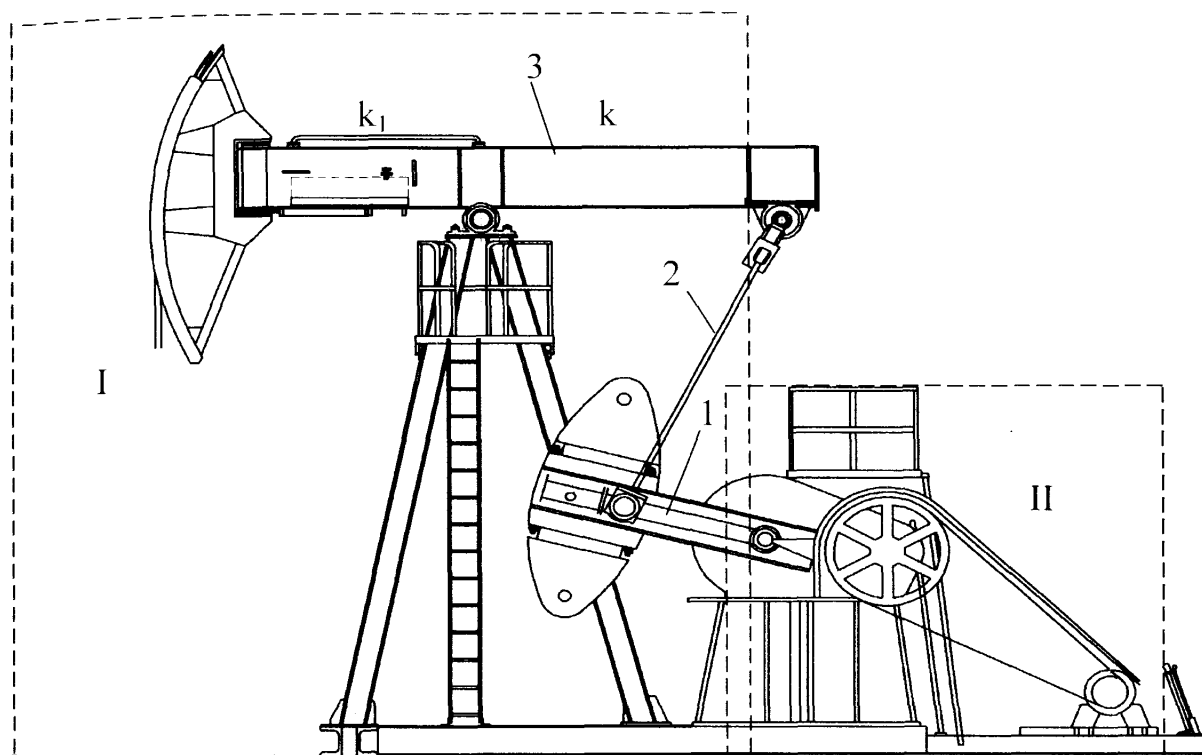


Рис.1.1 Загальний вигляд балансного приводу глибинонасосної установки

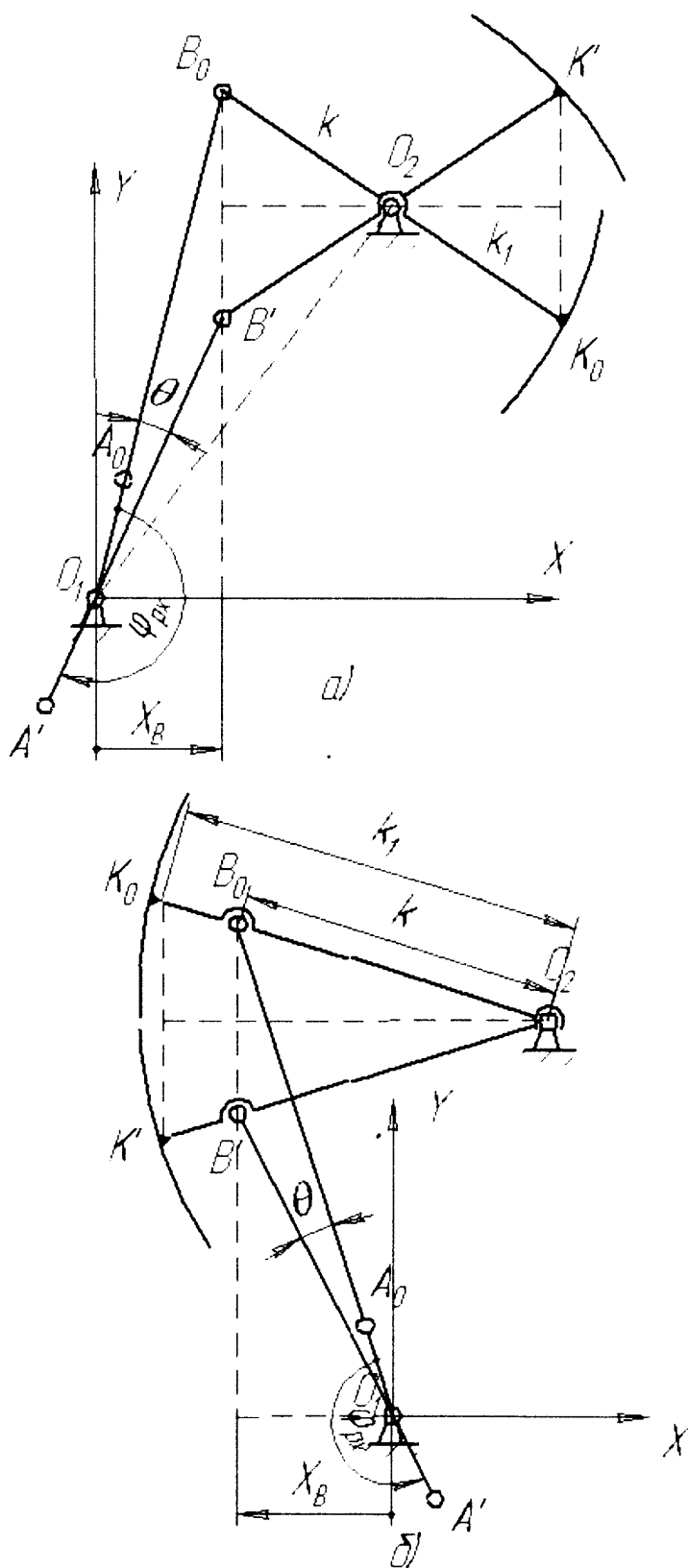


Рис. 1.2 Схеми виконавчого механізму балансного верстата-качалки:
а) – двоплечого; б) – одноплечого.

типів верстатів-качалок.

Так, наприклад, провідна американська компанія LUFKIN (США) широко рекламує верстати-качалки 8 типів, розроблених з врахуванням конкретних умов експлуатації, причому стандартні двоплечеві налічують понад 70 модифікацій, а одноплечі – 50 [11].

На рис.1.3 показані такі верстати-качалки:

- а – верстат-качалка з пневматичним зрівноважуванням;
- б – загальноприйнятий верстат-качалка з кривошипним зрівноважуванням;
- в - верстат-качалка з балансірним зрівноважуванням;
- г - верстат-качалка для похилих свердловин;
- д – низькопрофільний верстат-качалка;
- ж – одноплечий верстат-качалка типу Mark II;
- з – пересувний верстат-качалка типу “бігун”;
- е – реверсивний верстат-качалка з покрашеною геометрією.

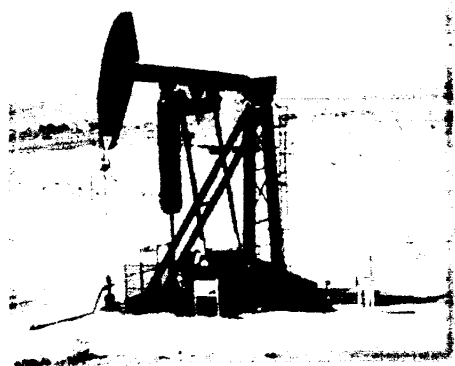
Ці типи верстатів-качалок використовуються при експлуатації свердловин різних характеристик та глибин і на основі них розроблено десятки модифікацій пристосованих для конкретних умов роботи.

Для радянських штангових свердловинних установок [12] стандартом 1966р. було передбачено випуск 20 типорозмірів двоплечих верстатів-качалок аксіального типу СК вантажопідйомністю від 15 до 200 кН.

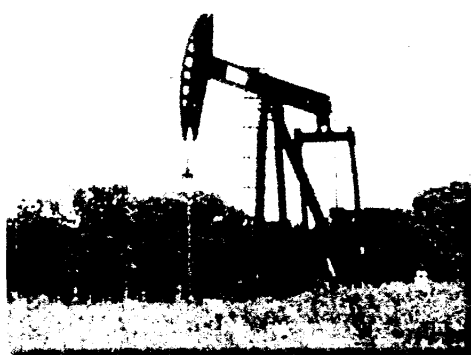
При створенні розмірного ряду враховувалась уніфікація вузлів та елементів з тією метою, щоб звести до мінімуму кількість швидкозношуваних вузлів і, тим самим, спростити виготовлення, ремонт та обслуговування верстатів-качалок. Для цього з 20 типів установок 9 було виконано як базові, а інші 11 як їх модифікації, які класифікувались по таких ознаках:

- 1) по зміні співвідношення довжин переднього та заднього плеч балансира, що приводило до зміни вантажопідйомності та довжини ходу верстата-качалки;
- 2) по застосуванню редуктора з іншим обертовим моментом.

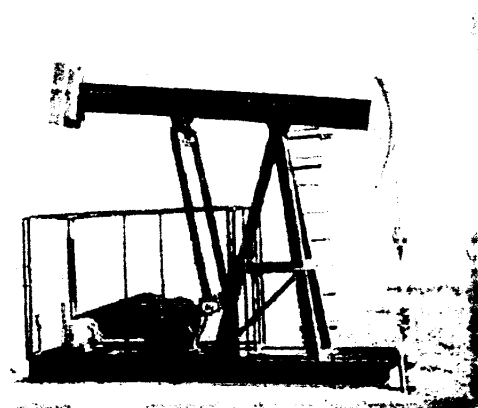
Основним виробником всіх верстатів-качалок в СРСР був завод “Бакинский рабочий” [12]. Крім аксіальної схеми за галузевим стандартом ОСТ



а)



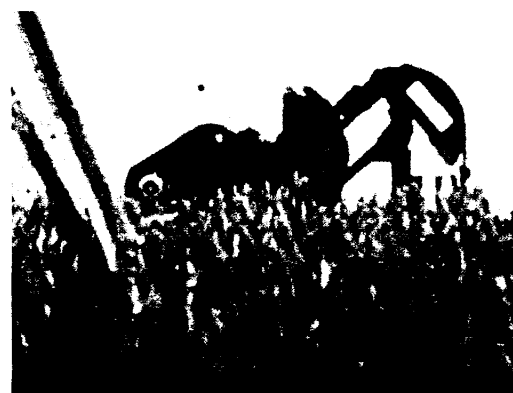
б)



в)



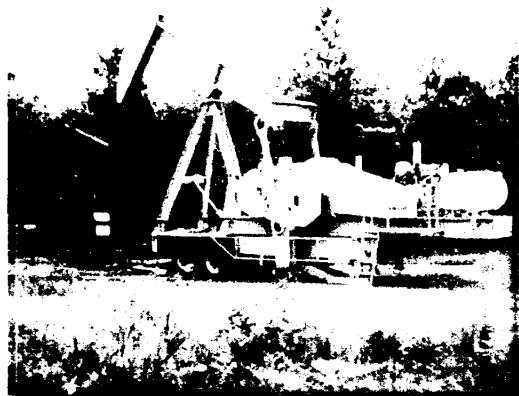
г)



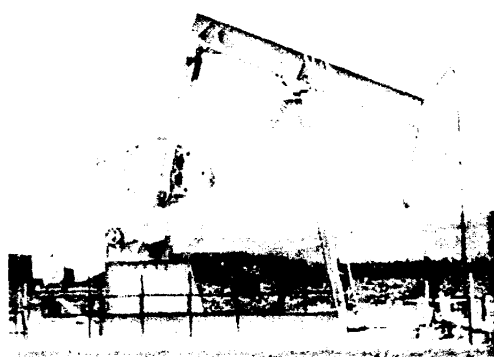
д)



ж)



з)



е)

Рис. 1.3 Типы верстатив-качалок фирмы LUFKIN (США)

26-16-08-87 заводом “Бакинский рабочий” випускались верстати-качалки дезаксіального типу таких шести типорозмірів: СКДЗ-1.5-710; СКД4-2.1-1400; СКД6-2.5-2800; СКД8-3-4000; СКД10-3.5-5600; СКД12-3-5600. Принципова відмінність дезаксіальних верстатів-качалок від аксіальних в тому, що вони забезпечують різний час ходу штанг вгору та вниз ($\varphi_{rx} > \varphi_{xx}$), що покращує умови роботи глибинного обладнання та зменшує навантаження приводу верстата-качалки. Кут дезаксіалу θ характеризує співвідношення між кутами робочого та холостого ходу (див.рис.1.2).

В останні роки випуском верстатів-качалок дезаксіальної схеми в Росії займаються заводи “Вакууммаш”, конструкція приводу ПСН-3 в основному відповідає верстату-качалці СКДЗ-1.5-710 з деякими відхиленнями числа ходів (4.2-8.0 замість 5-15), АО”Ижнефтемаш”, у приводу ПНШ80-3-40 всі технічні характеристики відповідають верстату-качалці СКД8-3-4000. ОАО “Редуктор” випускає верстати-качалки типу СКР, основні розміри та кінематика яких відповідають, найбільш розповсюдженим у вітчизняній практиці, верстатам-качалкам типу СК та СКД. Приводи мають кривошипну систему зрівноважування.

Прикладом комбінованої кривошипно-балансирної схеми зрівноважування може бути верстат-качалка типу СКДТ4-1.5-710А, призначений для експлуатації низькопродуктивних пластів при малих та середніх глибинах.

Крім двоплечих балансирних приводів, в Росії, заводом “Уралтрансмаш”, серійно випускається одноплечий верстат-качалка ПШГНО6-2.5, заводом “Редуктор”, аналогічні верстати-качалки типів СКМР6-2.5 та СКМР12-3.5, компанією “Ижнефтемаш” – серія приводів типу ОПНШ-30-1.5 [13].

В останні роки приводи штангових глибинонасосних установок стали випускати українські заводи: “Нафтопромаш” (м.Охтирка) -СКЗ-1.5-710; СК9-3.5-5500; СК12-3.0-5500; СК15-5-9-500 та “Важмашімпекс” (м.Київ): СКЗ-1.5-710; СК12-3.0-5500, “Дніпроважмаш” – УСК-32-1,6-7,1; УСК-63-3,2-28; СК-125-3,2-56 та ін. [14].

Велика кількість схем балансирних приводів приводить до того, що

розробляються методики для вибору верстатів-качалок з необхідними кінематичними характеристиками [15], видобуток нафти якими буде найбільш ефективним.

В США Національною Асоціацією Державних Службовців з питань Енергії (NASEO) розроблена програма по енергозбереженню при видобутку нафти СШНУ [16], згідно якої правильний підбір характеристик наземного обладнання та їх контроль при експлуатації дозволяє зекономити значні кошти.

1.2. Аналіз навантажень, які сприймають механізми та деталі верстатів-качалок

В числі найважливіших параметрів штангової глибинонасосної установки регламентуються навантаження, що діє в точці підвіски штанг, крутний момент редуктора та хід плунжера глибинного насосу.

В процесі роботи верстата-качалки на його ланки діють зовнішні сили та моменти до яких відносяться: рушійний момент двигуна ($M_{дв}$), сила корисного опору, що діє на точку підвіски штанг ($F_{ко}$), сили ваги та інерції ланок виконавчого механізму та противаг. Важливими для аналізу навантаження опор є також внутрішні сили: реакції в кінематичних парах механізму, реакції опор редуктора та сили, що виникають в зубчатому зачепленні коліс редуктора.

При відкачці рідини зі свердловини виникає сила корисного опору, яка діє в точці підвіски штанг та приймає максимальне значення при русі колони штанг вгору, а мінімальне при їх русі вниз [17]:

$$\begin{aligned} F_{max} &= F_{ст(в)} + (F_{ін(в)} + F_{вібр(в)} + F_{тер(в)}); \\ F_{min} &= F_{ст(н)} - (F_{ін(н)} + F_{вібр(н)} + F_{тер(н)}), \end{aligned} \quad (1.1)$$

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 вагою гідростатичного стовпа рідини в насосно-компресорних трубах (НКТ);

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

початку його руху;

$F_{віб(v)}, F_{віб(n)}$ - вібраційні складові навантаження, викликані коливаннями колони штанг;

$F_{тер(v)}, F_{тер(n)}$ - 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 і рідини.

Оскільки складові формули (1.1) залежать від багатьох експлуатаційних факторів, то на даний час існує багато методик розрахунку сили, що діє в точці підвіски штанг [18, 19, 20, 21]. Як правило, велика їх кількість пов'язана з різними підходами до врахування або спрощення складових формули (1.1). Режим роботи насосної установки може бути статичним і динамічним. Статичним режимом називається такий, для якого максимальні навантаження практично не залежать від динамічних складових. Критерієм для визначення режиму роботи установки виступає критерій Коші [18]:

$$\varphi = \omega_1 \cdot \frac{L_{нас}}{\xi} \quad (1.2)$$

де ω_1 - кутова швидкість обертання кривошипа, c^{-1} ;

$L_{нас}$ - глибина спуска насоса, м;

ξ – швидкість звуку в колоні штанг, м/с.

Якщо при розрахунках $\varphi \leq 0.35$, то рахують, що режим установки статичний і при цьому рекомендується користуватись спрощеними формулами [22]:

І.М.Муравйова

$$F_{max} = G_{pid} + G_{шт} \cdot \left(b_{арх} + \frac{H \cdot n^2}{1440} \right); \quad (1.3)$$

І.А.Чарного

$$F_{max} = G_{pid} + G_{шт} \cdot \left(b_{арх} + \frac{H \cdot n^2 \cdot tg\varphi}{1790\varphi} \right); \quad (1.4)$$

Кемлера

$$F_{max} = (G_{pid} + G_{um}) \cdot \left(1 + \frac{H \cdot n^2}{1790}\right); \quad (1.5)$$

Д.С.Слоннеджера

$$F_{max} = (G_{pid} + G_{um}) \cdot \left(1 + \frac{H \cdot n}{137}\right). \quad (1.6)$$

Для розрахунку мінімального навантаження користуються наступними формулами :

К.Н.Мілса

$$F_{min} = G_{um} \cdot \left(b_{арх} - \frac{H \cdot n^2}{2400}\right); \quad (1.7)$$

Д.С.Слоннеджера

$$F_{min} = 0,75 \cdot G_{um} - (G_{pid} + G_{um}) \cdot \frac{H \cdot n}{137}; \quad (1.8)$$

Д.О.Джонсона

$$F_{min} = G_{um} \cdot \left(b_{арх} - \frac{H \cdot n^2}{1790}\right); \quad (1.9)$$

В даних формулах використовуються наступні позначення:

$b_{арх}$ - коефіцієнт, що враховує втрату ваги штанг, занурених в рідину;

H - хід плунжера, м;

n - число подвійних ходів (число обертів кривошипа, об/хв.);

G_{pid} - вага стовпа рідини, що знаходиться над плунжером, Н;

G_{um} - вага штанг в повітрі, Н.

Незважаючи на велику кількість підходів до визначення навантаження точки підвіски штанг верстата-качалки, найбільш обгрунтованими та експериментально підтвердженими є формули А.С.Вірновського [21]:

$$F_{max} = G_{pid} + G_{um} - G'_{pid} + \frac{1}{3} \cdot a_1 \cdot \frac{d_{nl}}{d_{um}} \cdot \sqrt{\frac{\omega_1^2 \cdot H}{g}} \cdot \sqrt{a_2 \cdot \varphi' - \frac{\lambda}{H}} \times \quad (1.10)$$

$$\times \left(G_{um} + 0,3 \cdot \frac{A_{nl} - A_{um}}{A_{mp} - A_{um}} \cdot G_{pid} \right) + \frac{1}{2} \cdot a_1^2 \cdot \frac{\omega_1^2 \cdot H}{g} \cdot \left(a_2 - 2 \cdot \frac{\lambda}{\varphi' \cdot H} \right) \cdot \left(1 - \frac{\varphi'}{2} \right) \cdot G_{um}$$

де a_1, a_2 - коефіцієнти, що залежить від співвідношення між кінематичними

елементами верстата-качалки; $d_{пл}$, $d_{шт}$ – діаметри плунжера та штанг; φ' – коефіцієнт, що залежить від співвідношення площ перерізів насосних труб і штанг; λ – деформація штанг; $A_{пл}$, $A_{тр}$, $A_{шт}$ – площі поперечного перерізу плунжера, насосних труб та штанг.

Розрахунок максимальних та мінімальних значень сили, що діє в точці підвіски штанг виконується для визначення діючих напружень в штанговій колоні, при побудові теоретичної динамограми, яка використовується для діагностики стану глибинного обладнання та для вірного виконання зрівноважування верстата-качалки.

В свій час А.Н.Адоніним, І.Г.Беловим, Л.Н.Бегляровим було проведено значну кількість експериментів по дослідженні коливань вільної штангової колони [23]. На основі цих досліджень було побудовано графіки зростання інерційного навантаження при поступовому збільшенні числа качань балансира та запропоновано формулу для визначення граничного числа качань балансира верстата-качалки:

$$n_{гран} = \frac{37500}{L_{нас}} - 1,5. \quad (1.11)$$

Відповідно до цієї формули коливання суттєво починають впливати на збільшення навантаження при числі качань балансира близько 36 кач./хв. для глибини підвіски насоса в 1000м та 17 кач./хв. при збільшенні глибини підвіски до 2000м. Оскільки існуючі конструкції верстатів-качалок працюють при значно менших числах качань [12], то основною складовою динамічного навантаження виступає прискорення точки підвіски штанг.

Проте цей параметр не враховує довжини ходу плунжера глибинного насоса, яка, в існуючих конструкціях верстатів-качалок, може змінюватись в значних межах від 0,5 до 4м і більше. Тому, академіком Л.С.Лейбензоном [23] запропоновано формулу для розрахунку інерційних навантажень з додатковим врахуванням довжини ходу плунжера глибинного насоса та площі перерізу колони насосних штанг:

$$F_{in}^{max} = E \cdot A_{шт} \cdot \frac{H}{L_{нас}} \cdot \varphi \operatorname{tg} \varphi, \quad (1.12)$$

де E - модуль пружності сталі, МПа;

$A_{шт}$ - площа перерізу штанг, м²;

φ - параметр Коші;

H - довжина ходу точки підвіски штанг, м.

В вище наведених роботах аналізується вплив динамічної складової на максимальне навантаження, яке діє при русі штанг вгору. Проте динамічні навантаження діють і при русі штанг вниз. Тому пропонується враховувати зміну інерційного навантаження для ходу вгору та вниз за формулою [22]:

$$F_{in} = (G'_{шт} - F_{тер}) \cdot m_{\delta}, \quad (1.13)$$

де $G'_{шт}$ - вага колони штанг в рідині;

$F_{тер}$ - сили тертя штангової колони об стінки НКТ;

$$m_{\delta} = \frac{H \cdot n^2}{1789} \cdot \left(1 \pm \frac{r}{l} \right) - \text{фактор динамічності};$$

r - радіус кривошипа верстата-качалки;

l - довжина шатуна; знак “+” приймають для нижньої мертвої точки для ходу вгору.

Розрахунки за вищевказаними формулами не дозволяють дослідити як змінюється інерційне навантаження на протязі всього робочого циклу, визначити вплив на нього геометричних параметрів виконавчого механізму верстата-качалки та всіх параметрів глибинного обладнання.

В наведених вище формулах приймають умови свердловини ідеальними. Тобто її стовбур приймається вертикальним, навантаження не залежать від таких ускладнень при роботі ШГНУ, як стан глибинного насосу, відкладення парафіну на штанги та НКТ, реальної геометрії осі свердловини. Тому для уточнення розрахунків автором [24] запропоновано розраховувати максимальне навантаження, що діє на колону штанг, вводячи ще одну складову навантаження F_n – навантаження від тертя запарафініених штанг по насосно-компресорних

трубах. Додаткове навантаження F_n має початкове значення рівне “0” при роботі чистої колони штанг і кінцеве $F_n = F_m$ коли в запарафінених НКТ заклинюється і зависає колона штанг.

Формула для підрахунку максимального навантаження з врахуванням парафінування приймає вигляд [24]:

$$F_{max} = G_{pid} + G_{um}(b_{apx} + m_{\delta}) + F_n \quad (1.14)$$

де b_{apx} - коефіцієнт втрати маси штанг в рідині;

m_{δ} - динамічний фактор.

Методика проведення розрахунків з врахуванням ускладнення роботи свердловини, пов'язаної з парафінуванням, дозволяє різко скоротити кількість ремонтів, пов'язаних з обривом штанг. Так, ця методика використовувалась в НГВУ “Лениногорскнефть” (Росія), що дозволило скоротити число ремонтів в рік, пов'язаних з обривом штанг з 5,6% в 1977р. до 0,5% в 1982р.

Іншим фактором, що впливає на навантаження, яке діє в точці підвіски штанг, є профіль та кут нахилу свердловини. С.Б.Якімов приводить динамограми, які були зняті на свердловинах з різними кутами нахилу (рис. 1.4) [25].

Аналіз отриманих автором результатів показує, що зі збільшенням кута нахилу свердловини різко зростають сили тертя F_t штанг об стінки НКТ. Маса штанг в рідині, показана на динамограмах пунктирною лінією, знижується зі збільшенням кута нахилу свердловини, оскільки частина цієї маси лягає на стінки НКТ.

Умови робота обладнання в вертикальних та похилих свердловинах значно відрізняються. В роботі [26] для врахування сил тертя в похилих свердловинах пропонується використовувати кутовий коефіцієнт навантаження:

$$k_{\alpha} = \cos \alpha_c + \sin \alpha_c \cdot f_{mp}, \quad (1.15)$$

де α_c - кут нахилу свердловини; f_{mp} - коефіцієнт тертя колони штанг об НКТ.

Іншою важливою характеристикою, яка дозволяє оцінити навантаженість наземної частини глибинонасосної установки, є крутний момент, що діє на валу

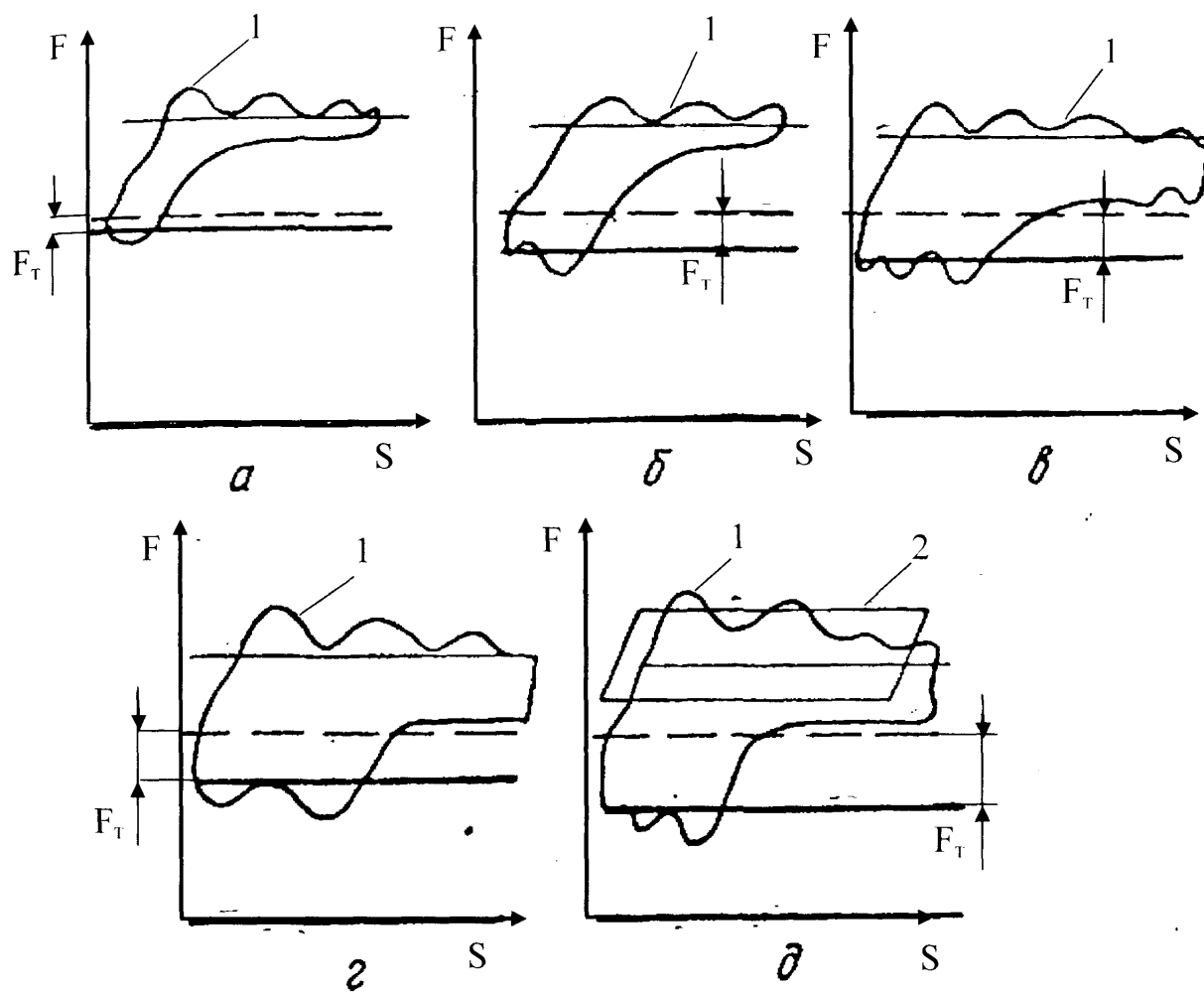


Рис. 1.4 Динамограми, зняті на свердловинах з кутом нахилу:
 а) - 8° ; б) - 16° ; в) - 23° ; г) - 29° ; д) - 33° ;
 1 – практичні; 2 - теоретична

кривошипа [7,9].

Аналіз цієї механічної характеристики дозволяє також провести визначення необхідної потужності електродвигуна та виконати зрівноважування верстата-качалки [27].

В загальному випадку зведений до кривошипа момент всіх сил та моментів, які діють на ланки будь-якого механізму визначається як [28]:

$$M_{кр} = \sum_{i=0}^n F_i \cdot U_i \cdot \cos \alpha_i + \sum_{j=0}^m M_j \cdot P_j \quad (1.16)$$

де U_i – передаточна функція i – ї ланки до якої прикладена сила F_i ;

α_i – кут між векторами сили F_i та швидкості точки її прикладання;

P_j – передаточна функція j – ї ланки до якої прикладений момент сили M_j .

Складність розрахунку складових (1.16) привела до виникнення спрощених формул [23, 27, 29] які повністю не враховують всіх факторів, що впливають на зміну форми графіка крутного моменту. Про необхідність розрахунку цієї механічної характеристики з врахуванням геометричних параметрів виконавчого механізму вказується в роботі [30], в якій розглядаються причини зміни знаку крутного моменту, одна з яких – кінематичні параметри верстата-качалки.

Розрахунок моменту проводився за формулою:

$$M_{кр} = H \cdot \mu \cdot F_{k.o} - r \cdot G_{np} \cdot \sin \varphi_1$$

де H , r – максимальна довжина ходу точки підвісу штанг і відповідно радіус кривошипа; $\mu = \frac{V_K}{\omega_1 \cdot H}$ – безрозмірна швидкість руху точки підвісу штанг; $F_{k.o}$ – сила, що діє в точці підвісу штанг; G_{np} – вага кривошипних противаг; φ_1 – кут повороту кривошипа.

В даній роботі досліджується характер зміни крутного моменту, приймаючи гармонічний закон руху точки підвіски штанг. Разом з тим вказується, що розрахунки крутного моменту кривошипа, виконані без врахування впливу кінематики, є наближеними. Крутний момент, розрахований по простому гармонічному закону руху точки підвісу штанг, має суттєву відмінність від осцилограм крутних моментів, знятих на стендовій свердловині.

В зв'язку з цим, для отримання реальної картини зміни крутного моменту кривошипного вала, необхідно проводити його аналіз з врахуванням як геометричних, так і експлуатаційних характеристик глибинної насосної установки.

1.3. Методи зрівноваження верстатів-качалок

На даний момент найбільшого розповсюдження набула схема кривошипного зрівноважування верстатів-качалок. Дана схема відрізняється простотою конструкції, оскільки противаги розміщуються безпосередньо на кривошипі, що полегшує виконання процесу зрівноважування. Недоліком даної схеми є зміна знаку крутного моменту на протязі оберту кривошипа, що приводить до негативних наслідків – ударів зубчатих коліс, проковзування пасів пасової передачі та ін.

Для верстатів-качалок зрівноважування використовується для компенсації сили, що діє в точці підвіски штанг з метою зменшення максимального моменту редуктора та потужності привідного двигуна [1,2, 31].

Вплив крутного моменту на потужність привідного електродвигуна прийнято визначати через коефіцієнт форми крутного моменту [32, 33, 34].

Зрівноважування верстатів-качалок є необхідною умовою для забезпечення високого коефіцієнту потужності в електричних мережах глибинонасосної установки та умовою оптимальної витрати електроенергії [35,36].

Важливість виконання зрівноважування пояснюється рис. 1.5, де показано крутні моменти верстата-качалки без врахування зрівноважуючого вантажу та при кривошипному зрівноважуванні.

Як видно, без виконання зрівноважування, максимальний крутний момент кривошипа майже в чотири рази перевищує відповідне значення ніж при належному його проведенні.

Найбільшого поширення набули три схеми виконання зрівноважування: кривошипного, балансирного та комбінованого (див.рис.1.3 б,в,г).

До переваг кривошипного зрівноважування можна віднести наступне: при

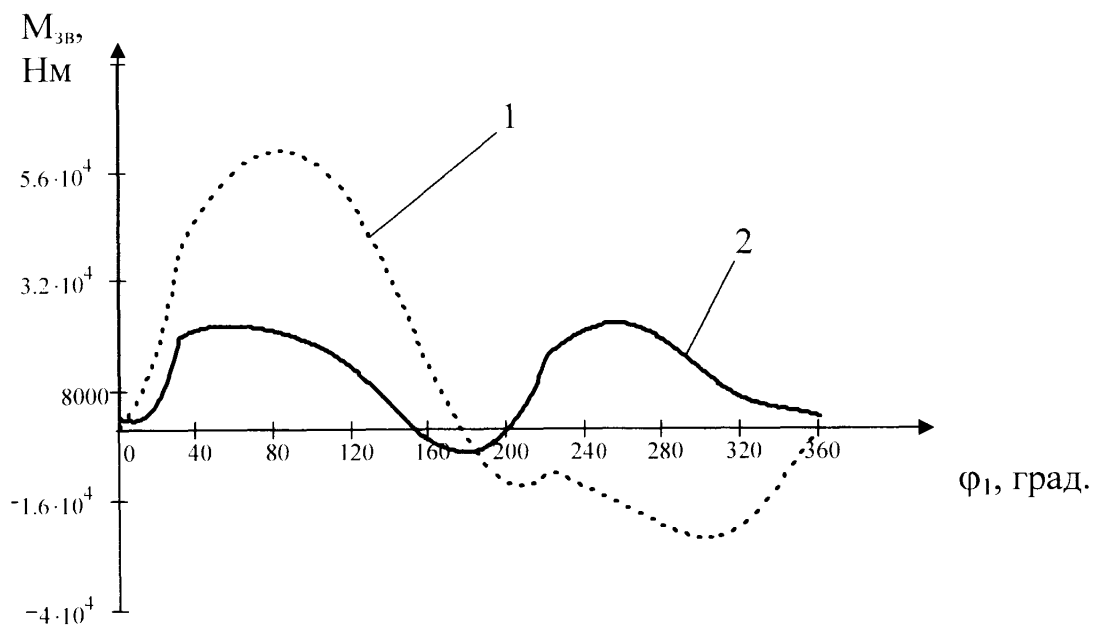


Рис. 1.5 Крутні моменти, що діють на валу верстата-качалки:
 1 – без виконання зрівноважування;
 2 – з виконанням зрівноважування

цьому методі зрівноважування інерція мас балансирних вантажів не впливає на роботу передаточного механізму і на зусилля в точці підвіски штанг [37] по тій причині, що балансирні вантажі розміщуються на кривошипних пальцях. Регулювання зрівноважування відбувається переміщенням противаг вздовж кривошипа, що є досить зручно. Знакозмінні напруження в шатуні і траверсі відсутні, оскільки вони працюють на розтяг. До недоліків цього методу можна віднести значні зусилля, що сприймаються шатуном, підшипником траверси, опори балансира і кривошипним пальцем, що створює важкі умови роботи цих деталей [38]. Також до недоліків схеми кривошипного зрівноважування можна віднести те, що навіть при повному зрівноважуванні виникають від'ємні крутні моменти на кривошипному валу, що негативно впливає на роботу всієї установки [2,9].

До переваг балансного методу зрівноважування відносяться невеликі зусилля, що діють в шатуні, траверсі та на опорі кривошипного вала, а також на кривошипний палець. До недоліків цього методу можна віднести незручність регулювання зрівноваженості, особливо для верстатів-качалок середньої та великої вантажопідйомності. Також зусилля, що виникають в передаточному механізмі – знакозмінні, що впливає на довговічність шарнірів та підвищує їх знос. При цьому виду зрівноважування від'ємні крутні моменти від статичної частини навантаження практично відсутні, але від сил інерції – зростають [29].

Виходячи з цього, малопотужні, малої вантажопідйомності верстат-качалки виконують з балансірним зрівноважуванням інші з кривошипним [10]. Якісно зрівноважити верстат-качалку можна тільки користуючись спеціальними номограмами і формулами, складеними для даного типорозміру.

Менш розповсюджений, але більш якісний, метод пневматичного зрівноважування [39]. Схема верстата-качалки з пневматичним зрівноважуванням показана на рис. 1.3а.

Виникнення цього методу зрівноважування пов'язане з тим, що при зростанні глибини підвіски насоса або кількості відкачуваної рідини зростає число аварій штанг, підвищується знос насосів, зростають маса та габарити наземного обладнання. Різко збільшуються витрати на підземні ремонти і

обслуговування наземного обладнання.

Верстати-качалки з пневматичним зрівноважуванням дозволяють значно (до 2 раз) зменшити вагу потужних глибинонасосних установок. Суттєвою відмінністю верстатів-качалок з пневматичним зрівноважуванням від загальноприйнятих є те, що виконавчий механізм виконується тільки по одноплечій схемі (рис. 1.2б).

На підприємствах України не виготовляються схеми одноплечих верстатів-качалок з кривошипною та пневматичними схемами зрівноважування.

Оскільки верстати-качалки вже давно експлуатуються при видобутку нафти, то постає питання ефективного їх використання.

Відомо [33], що основним критерієм, який свідчить про ефективність використання штангової глибинонасосної установки, є її коефіцієнт корисної дії (ККД), який визначається за формулою:

$$\eta = \eta_z \cdot \eta_o \cdot \eta_m \cdot \eta_{ск} \cdot \eta_e, \quad (1.17)$$

де η_z - гідравлічний ККД підземної частини ШГН, який характеризує втрати на гідродинамічне тертя рідини об труби та штанги; η_o - об'ємний ККД насоса, що характеризує втрати із-за його неповного заповнення рідиною; η_m - механічний ККД підземної частини, що характеризує втрати на тертя в насосі та штанг по стінках свердловини; $\eta_{ск}$ - ККД верстата-качалки; η_e - ККД електродвигуна.

У вищезгаданій роботі проведено визначення загального ККД глибинонасосних установок НПУ Арланнефть, Октябрьскнефть та Чемагушнефть. Всього було досліджено 474 свердловини, обладнані верстатами-качалками типу СКН. Встановлено, що в досліджуваних установках від 15% до 50% всієї витраченої потужності припадає на електродвигуни. Як причина вважається низьке завантаження електродвигунів, оскільки тільки 7.4% двигунів завантажено на 80-100% номінальної потужності, 55% двигунів завантажені всього на 30-80% (рис. 1.6). Оскільки експлуатаційний ККД залежить від форми крутного моменту вала кривошипа то звідси слідує, що резерв підвищення



а)



б)

Рис. 1.6 Аналіз ефективності використання СШНУ:

а) – графік завантаження електродвигунів приводу верстатів-качалок;

б) – діаграма розподілу загального ККД глибинонасосної установки

ефективності видобутку нафти лежить у виконанні якісного зрівноважування та його контролю на практиці, а також в правильному підборі необхідної потужності електродвигуна.

В різний час вітчизняними та зарубіжними дослідниками запропоновано ряд методик розрахунку потужності електродвигуна СШНУ [32,40], проте розрахунки, виконані по даних формулах можуть суттєво відрізнитись [41]. Відмінність в розрахунках можна пояснити спрощенням розрахункових формул, тоді як для отримання достовірних результатів необхідно враховувати як можна більшу кількість як кінематичних, так і експлуатаційних параметрів роботи глибинонасосної установки.

1.4. Шляхи вдосконалення верстатів-качалок

Підвищення ефективності видобутку нафти йде кількома шляхами:

- оптимізації конструкції існуючих верстатів-качалок [42, 43, 44];
- створенням нових конструкцій глибинного обладнання та приводів штангових глибинонасосних установок [45, 46, 47, 48];
- розробка пристроїв для виконання зрівноважування з використанням енергії газу, що міститься в свердловині [49];
- підвищенням ефективності використання ШСНУ при експлуатації свердловини [50, 51, 52, 53, 54].

Щодо пошуку оптимальних режимів роботи верстатів-качалок написано немало праць [33, 34, 55], проте й надалі залишаються шляхи їх удосконалення. Основною задачею роботи привода є задача необхідного закону руху глибинному насосові і робота з максимальним ККД на всіх режимах. Оскільки на верстатах – качалках переважно використовуються електродвигуни, то автори [56] пропонують для підвищення ефективності роботи СШНУ змінювати закон руху кривошипа за допомогою регульованого електропривода.

В іншій роботі [48] пошук оптимального закону руху точки підвіски штанг здійснювався шляхом варіації коефіцієнтами поліноміального закону на основі

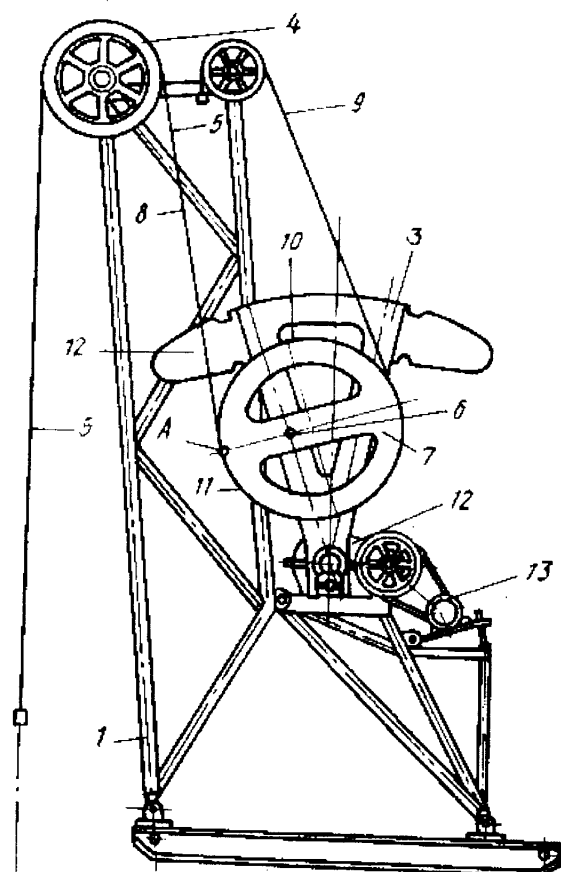
математичної моделі. В результаті проведеної оптимізації при русі кривошипа відповідно до цього закону економія електроенергії складає до 27%.

Розрахунки по визначенню та уточненню сили, що діє в точці підвіски штанг з врахуванням основних факторів, які визначають роботу верстата-качалки [57] дозволяють підвищити ефективність діагностування обладнання.

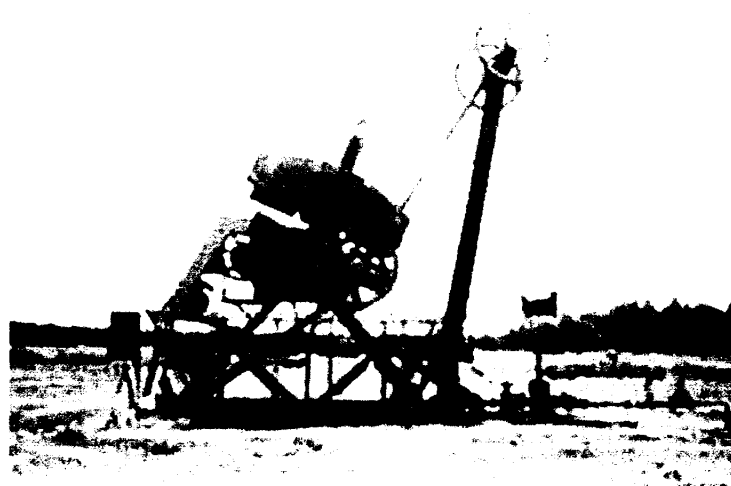
Крім удосконалення існуючих схем пропонуються нові підходи до конструкції глибинно-насосної установки. Так, на рис. 1.7 показана конструкція приводу свердловинного штангового насоса, в якому рух колони штанг задається безпосередньо кривошипом. Ці верстати-качалки мають назву безбалансирних. До переваг цієї конструкції можна віднести відсутність балансира, що зменшує металоемність конструкції. Крім того траєкторія руху точки підвіски штанг наближена до траєкторії руху балансирних вантажів, що знаходяться на кривошипі. Таким чином, зрівноваження даної конструкції краще, вага кривошипних противаг знижена. До недоліків верстатів-качалок даної конструкції можна віднести наявність канату значної довжини – гнучкої ланки, довговічність якої менша ніж сталевого балансиру і яка потребує постійного контролю.

Один з напрямків підвищення ефективності використання СШНУ – постійний контроль за параметрами наземного та глибинного обладнання. В Україні, нафтових компаніях США, Канади, Росії та інших країн розробляються системи контролю і обслуговування свердловинних штангових глибинонасосних установок [58, 59, 60, 61]. Призначення цих систем полягає в наступному: оптимізувати режими роботи обладнання; збільшити видобуток нафти і зменшити її собівартість; виявити несправності обладнання і запобігти аварійним ситуаціям; передбачити поведінку свердловини в найближчий час. Для одержання інформації про роботу верстата-качалки, стан його окремих вузлів, а також для визначення технічного стану глибинного насоса використовуються первинні давачі, які розміщені на окремих ланках верстата-качалки (рис.1.8).

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



a)



б)

Рис. 1.7 Схема безбалансирного верстата-качалки

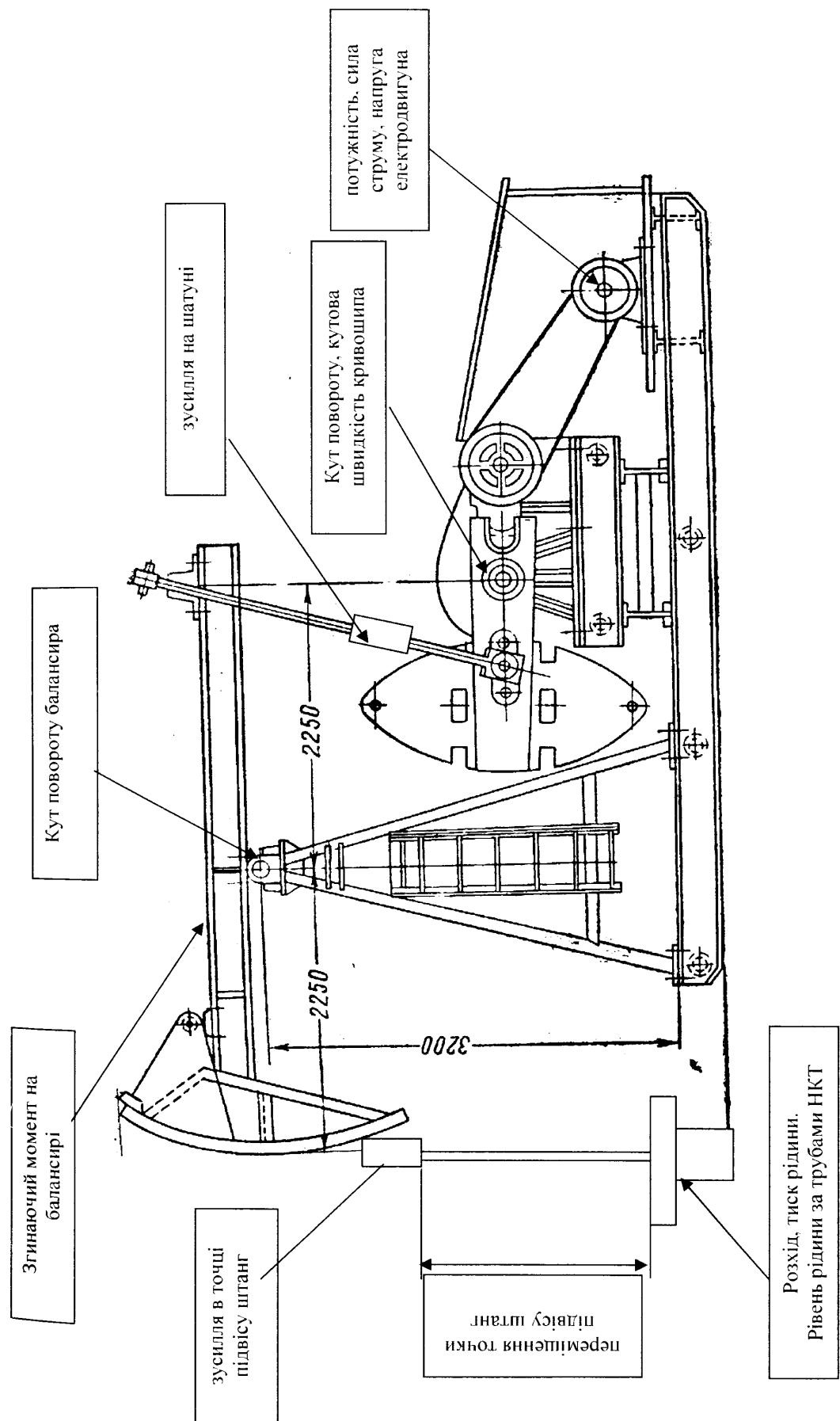


Рис. 1.8 Схема точок замірів робочих характеристик верстата-качалки

1. Контроль рівня рідини в свердловині при якому установка відключається, коли рівень рідини досягає прийому насоса [57](використовується для періодичної експлуатації).

2. Контроль розходу чи тиску рідини, яка поступає із свердловини на поверхню і установка відключається коли величини цих параметрів зменшуються нижче допустимих значень [60, 61].

3. Контролюється зміна величини струму електродвигуна, тобто відмінність величин струму при ході плунжера ввєрх і вниз від середніх значень струму [62].

4. Динамографічний метод. Діагностування стану глибинних насосів по даним наземних вимірів сигналів зусилля на полірованому штоку і переміщення [63, 64].

5. Ватметрографічний метод. Показником роботи станка-качалки є потужність, що використовується з мережі електродвигуном приводу установки [31].

6. Контроль вібрацій полірованого штоку [58].

Всі ці методи мають свої переваги та недоліки. Так методи запропоновані в роботах [57, 58, 60, 61, 63, 64] використовуються для діагностування стану заглибного обладнання, метод [31, 62] – наземного. Використання методу [31] дозволяє діагностувати стан всієї СШНУ, але його застосування має певні труднощі, оскільки на форму ватметрограми впливає стан як наземного, так і підземного обладнання.

Постановка задач досліджень:

1. Розробити математичну модель свердловинної штангової глибинонасосної установки з врахуванням кінематичних і масових характеристик виконавчого механізму та параметрів глибинного обладнання.
2. Розробити методикυ вибору раціональних параметрів виконавчого механізму, яка б забезпечила зменшення крутного моменту редуктора та навантажень опор вала кривошипа.
3. Визначити вплив геометричних, масових та експлуатаційних характеристик СШНУ на крутний момент кривошипа.
4. Провести аналіз методів зрівноваження верстатів-качалок в умовах експлуатації свердловин. Розробити методикυ виконання якісного

зрівноваження по діючих навантаженнях точки підвіски штанг.

5. Розробити схему пристрою для компенсації від'ємного моменту кривошипа та виготовити експериментальну установку для моделювання навантаження вузлів верстата-качалки.

Висновки

1. Надалі найпоширенішими залишаються верстати-качалки двоплечої схеми виконання, оскільки довгі роки експлуатації показали їх надійність та зручність в обслуговуванні.
2. Формули, що використовуються для розрахунків навантажень вузлів верстата-качалки виконуються з рядом спрощень, тому є наближеними.
3. Для аналізу відмінності між статичним та динамічним режимами використовується параметр Коші, який виведений для ідеальних умов роботи, тому по ньому не завжди можна правильно визначити вплив динамічних навантажень.
4. Відбувається перехід від аксіальних схем виконавчого механізму верстата-качалки до дезаксіальних, що пов'язано з кращим впливом останніх на роботу глибинного обладнання.
5. Найбільш поширеними залишаються схеми СШНУ з кривошипним, балансирним та комбінованим зрівноважуванням, які однак мають суттєвий недолік – зміну знаку крутного моменту кривошипа.
6. Недосконалість існуючих конструкцій верстатів-качалок приводить до того, що продовжуються роботи по покращенню їх характеристик, розробки пристроїв для зменшення діючих навантажень та інформаційно-вимірювальних систем для контролю за станом СШНУ.

РОЗДІЛ 2

КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ АНАЛІЗ БАЛАНСИРНИХ ВЕРСТАТІВ-КАЧАЛОК

2.1. Математична модель двоплечого верстата-качалки

Існуючі верстати-качалки однакової вантажопідйомності різних країн-виробників відрізняються геометричними розмірами виконавчого механізму В табл. 2.1 наведені для порівняння геометричні характеристики типових верстатів-качалок виробництва США, Росії, Румунії з вантажопідйомністю 120кН.

Таблиця 2.1

Геометричні параметри двоплечих верстатів-качалок

| Код верстата-качалки | Радіус кривошипа, м | Безрозмірні кінематичні параметри | | | Довжина ходу |
|----------------------|---------------------|-----------------------------------|-------|---------|--------------|
| | | r/l | r/k | k/k_1 | Н, м |
| UP12T-3-5500 | 1.1 | 0.335 | 0.393 | 0.933 | 3 |
| СК12-2,5-4000 | 1.2 | 0.4 | 0.48 | 1 | 2.5 |
| RM-320D-256-120 | 1.143 | 0.263 | 0.225 | 0.713 | 2.5 |

У зв'язку з теперішнім швидким розвитком комп'ютерної техніки доцільно виконувати кінематичний аналіз механізмів за допомогою аналітичних методів. Для розробки математичної моделі двоплечого верстата-качалки скористаємось методом векторних контурів [66], який доцільно використати при розрахунку кінематичних характеристик виконавчого механізму на ПЕОМ [67].

Порівняння схем виконавчого механізму проведемо для постійного ходу точки підвіски штанг.

Виконавчий механізм двоплечого верстата-качалки (рис. 2.1) являє собою схему однокривошипного шарнірного чотирьохланковика з чотирма геометричними розмірами: r – довжиною кривошипа, l – довжиною шатуна, k – довжиною заднього плеча балансира та d – відстанню між опорами кривошипа та

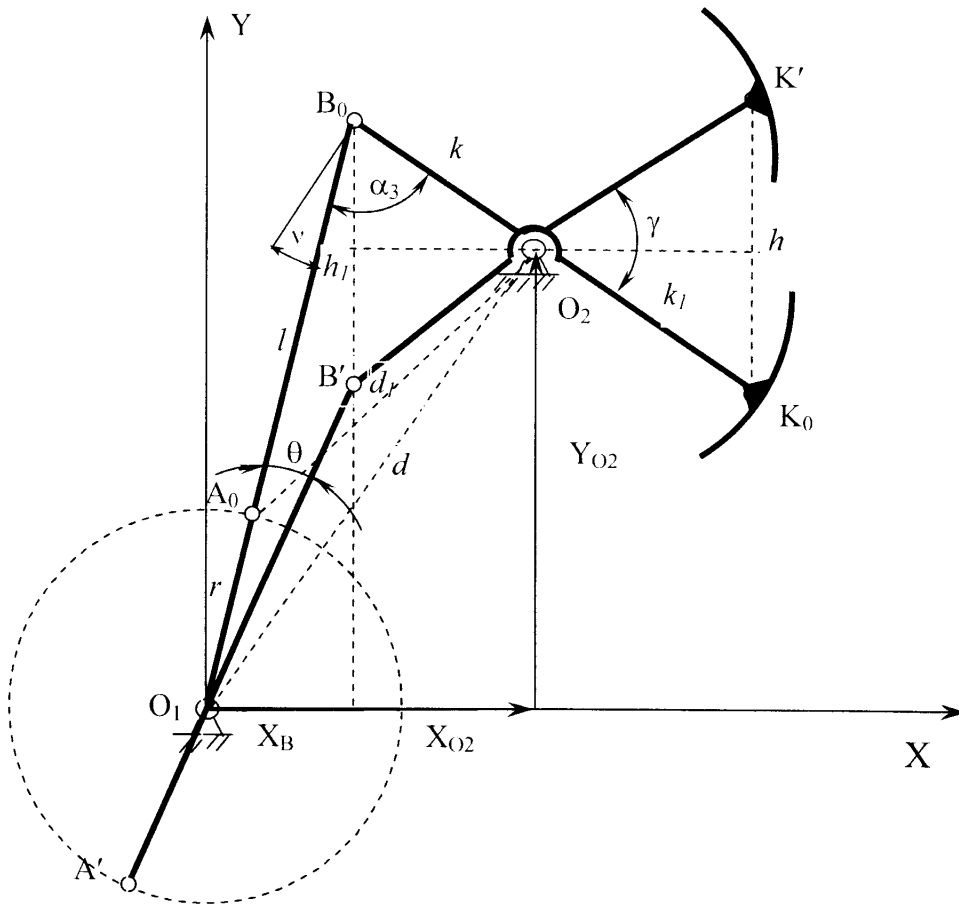


Рис. 2.1 Схема визначення розмірів виконавчого механізму з перевіркою умови прокручування кривошипа

балансира. Для існування чотирьохланкового повинна виконуватись умова прокручування, яка більше відома під умовою Грасгофа:

$$r + d \leq l + k. \quad (2.1)$$

Область існування параметрів r, l, k, d – визначається наступною системою рівнянь [65]:

$$\begin{cases} -r - l + k + d > 0, \\ -r + l - k + d > 0, \\ -r + l + k - d > 0. \end{cases} \quad (2.2)$$

Визначення геометричних розмірів виконавчого механізму проведемо вважаючи заданими: H – довжину ходу плунжера глибинного насоса; k_1 – довжину переднього та k – заднього плечей балансира.

Довжину кривошипа та шатуна визначаємо з системи рівнянь (рис. 2.1):

$$\begin{cases} O_1A_0 + A_0B_0 = O_1B_0 \\ A'B' - O_1A' = O_1B' \end{cases}, \quad (2.3)$$

де $A_0B_0 = A'B'$, $O_1A_0 = O_1A'$;

$$O_1B_0 = \sqrt{\left(Y_{O_2} + \frac{h_1}{2}\right)^2 + \left(X_{O_2} - \sqrt{k^2 - \left(\frac{h_1}{2}\right)^2}\right)^2};$$

$$O_1B' = \sqrt{\left(Y_{O_2} - \frac{h_1}{2}\right)^2 + \left(X_{O_2} - \sqrt{k^2 - \left(\frac{h_1}{2}\right)^2}\right)^2};$$

$$h_1 = 2 \cdot k \cdot \sin\left(\frac{H}{2k_1}\right) - \text{розмах заднього плеча балансира.}$$

З рівняння (2.3) отримаємо необхідні розміри шатуна та кривошипа:

$$r = O_1A = \frac{O_1B_0 - O_1B'}{2}; \quad l = AB = \frac{O_1B_0 + O_1B'}{2}. \quad (2.4)$$

Для визначення швидкостей та прискорень ланок виконавчого механізму запишемо рівняння векторного контуру ABO_2 (рис. 2.2):

$$\vec{l} = \vec{d}_1 + \vec{k}, \quad (2.5)$$

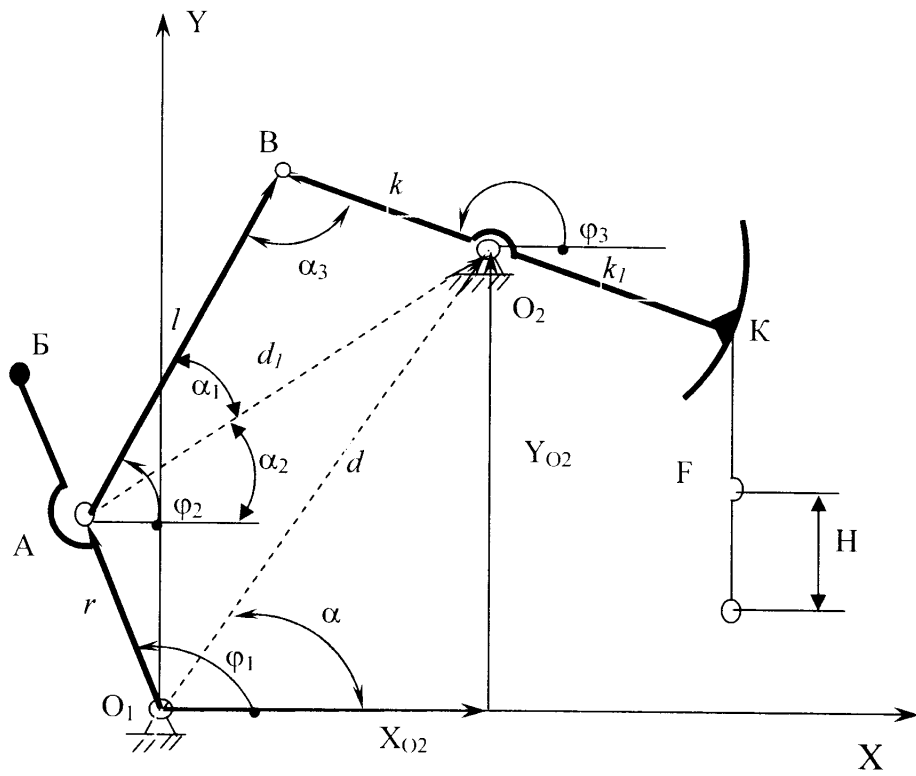


Рис. 2.2 Векторний контур механізму

де $d_1 = \sqrt{(Y_{O_2} - Y_A)^2 + (X_{O_2} - X_A)^2}$; $X_A = r \cdot \cos(\varphi_1)$, $Y_A = r \cdot \sin(\varphi_1)$.

Положення шатуна АВ та балансира ВС в будь-який момент часу однозначно визначаються кутами φ_2 та φ_3 , які є функціями кута φ_1 – положення кривошипа. Ці кути знаходимо спроектувавши рівняння (2.5) на осі координат:

$$\begin{cases} l \cos \varphi_2 = d_1 \cos \alpha_2 + k \cos \varphi_3, \\ l \sin \varphi_2 = d_1 \sin \alpha_2 + k \sin \varphi_3, \end{cases} \quad (2.6)$$

де, $\alpha_2 = \arctg\left(\frac{Y_{O_2} - Y_A}{X_{O_2} - X_A}\right)$.

Кути φ_2 та φ_3 знаходимо з рис.2.2:

$$\begin{cases} \varphi_2 = \alpha_1 + \alpha_2, \\ \varphi_3 = \varphi_2 + \alpha_3, \end{cases} \quad (2.7)$$

де $\alpha_1 = \arccos\left(\frac{d_1^2 + l^2 - k^2}{2d_1l}\right)$; $\alpha_3 = \arccos\left(\frac{k^2 + l^2 - d_1^2}{2kl}\right)$.

Хід плунжера глибинного насоса визначаємо як довжину дуги, яку описує точка К головки балансира під час його руху від нижньої мертвої точки до верхньої:

$$H = \gamma \cdot k_1, \quad (2.8)$$

де γ - кут розмаху переднього плеча балансира.

Диференціюємо систему рівнянь (2.6) отримаємо значення перших передаточних функцій шатуна та балансира:

$$\begin{cases} \Pi_2' = \frac{-r \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{l \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}, \\ \Pi_3' = \frac{r \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{k \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}. \end{cases} \quad (2.9)$$

Диференціюємо систему рівнянь (2.9) по куту φ_1 і знаходимо значення других передаточних функцій шатуна та балансира:

$$\Pi_2'' = -\frac{l \cdot \Pi_2'^2 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - k \cdot \Pi_3'^2 + r \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{l \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (2.10)$$

$$\Pi_3'' = -\frac{l \cdot \Pi_2'^2 - k \cdot \Pi_3'^2 \cdot \cos(\varphi_2 - \varphi_3) + r \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{k \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}.$$

Знаючи передаточні функції, можна визначити кутові швидкості та прискорення шатуна і балансира:

$$\begin{cases} \omega_2 = \Pi_2' \cdot \omega_1; & \omega_3 = \Pi_3' \cdot \omega_1, \\ \varepsilon_2 = \Pi_2'' \cdot \omega_1^2 + \Pi_2' \cdot \varepsilon_1; & \varepsilon_3 = \Pi_3'' \cdot \omega_1^2 + \Pi_3' \cdot \varepsilon_1 \end{cases} \quad (2.11)$$

За допомогою передаточних функцій можна знайти положення, швидкість та прискорення будь-якої точки виконавчого механізму. Найбільш значимі для кінематичного і подальшого силового аналізу виступають наступні точки (див.рис. 2.2):

s_1, s_2, s_3 – точки центрів мас кривошипа, шатуна та балансира;

точка Б – центр мас противаг при кривошипному зрівноважуванні;

точка В – центр мас траверси або точка в яку приводиться маса противаг при балансируному зрівноважуванні;

точка К – одночасно центр мас головки балансира і точка, в яку приводиться маса штангової колони.

Положення цих точок в будь-який момент часу визначається проекціями їх координат на осі X та Y:

$$\begin{cases} X_{s_1} = \frac{r}{2} \cos \varphi_1; & Y_{s_1} = \frac{r}{2} \sin \varphi_1, \\ X_{s_2} = X_A + l_{AS_2} \cos \varphi_2; & Y_{s_2} = Y_A + l_{AS_2} \sin \varphi_2, \\ X_B = l_{O_1B} \cos(\varphi_1); & Y_B = l_{O_1B} \sin(\varphi_1), \\ X_B = X_{O_2} + l_{O_2B} \cos \varphi_3 & Y_B = Y_{O_2} + l_{O_2B} \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (2.12)$$

$X_K = const; Y_K = const$ - координати точки К незмінні на протязі всього робочого циклу, оскільки це точка дотику канату до головки балансира.

Для знаходження передаточних функцій швидкостей даних точок диференціюємо рівняння (2.12) по куту φ_1 й отримаємо:

$$\begin{cases} \Pi'_{X_{s1}} = -\frac{r}{2} \cdot \sin \varphi_1; & \Pi'_{Y_{s1}} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi_1, \\ \Pi'_{X_{s2}} = \Pi'_{X_A} - l_{AS_2} \sin \varphi_2 \cdot \Pi'_2; & \Pi'_{Y_{s2}} = \Pi'_{Y_A} + l_{AS_2} \cos \varphi_2 \cdot \Pi'_2, \\ \Pi'_{X_B} = -l_{O_1B} \cdot \sin(\varphi_1); & \Pi'_{Y_B} = l_{O_1B} \cdot \cos(\varphi_1), \\ \Pi'_{X_B} = -l_{O_2B} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \Pi'_3; & \Pi'_{Y_B} = l_{O_2B} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \Pi'_3. \end{cases} \quad (2.13)$$

Передаточна функція для точки К, що належить балансиру запишеться як:

$$\Pi'_{X_K} = 0; \quad \Pi'_{Y_K} = \frac{\omega_3}{\omega_1} \cdot k_1 = \Pi'_3 \cdot k_1.$$

Ще раз диференціюємо рівняння (2.13) по куту φ_i й отримаємо значення передаточних функцій прискорень:

$$\begin{cases} \Pi''_{X_{s1}} = -\frac{r}{2} \cdot \cos \varphi_1; & \Pi''_{Y_{s1}} = \frac{r}{2} \cdot \sin \varphi_1, \\ \Pi''_{X_{s2}} = \Pi''_{X_A} - l_{AS_2} \cos \varphi_2 \cdot (\Pi'_2)^2 - l_{AS_2} \sin \varphi_2 \cdot \Pi''_2, \\ \Pi''_{Y_{s2}} = \Pi''_{Y_A} - l_{AS_2} \sin \varphi_2 \cdot (\Pi'_2)^2 + l_{AS_2} \cos \varphi_2 \cdot \Pi''_2, \\ \Pi'_{X_B} = -l_{O_2B} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \Pi'_3; & \Pi'_{Y_B} = l_{O_2B} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \Pi'_3, \\ \Pi''_{X_B} = -l_{O_2B} \cos \varphi_3 \cdot (\Pi'_3)^2 - l_{O_2B} \sin \varphi_3 \cdot \Pi''_3, \\ \Pi''_{Y_B} = -l_{O_2B} \sin \varphi_3 \cdot (\Pi'_3)^2 + l_{O_2B} \cos \varphi_3 \cdot \Pi''_3, \\ \Pi''_{X_B} = -l_{O_2B} \cos \varphi_3 \cdot (\Pi'_3)^2 - l_{O_2B} \sin \varphi_3 \cdot \Pi''_3, \\ \Pi''_{Y_B} = -l_{O_2B} \sin \varphi_3 \cdot (\Pi'_3)^2 + l_{O_2B} \cos \varphi_3 \cdot \Pi''_3. \end{cases} \quad (2.14)$$

Прискорення точки F підвіски штанг рівне тангенційній складовій прискорення точки К головки балансира $\bar{a}_F = \bar{a}_{KO_2}^T$, тому проекції його передаточних функцій можна записати як:

$$\begin{cases} \Pi'_{X_F} = \Pi'_{X_K} = 0; & \Pi'_{Y_K} = \Pi'_{Y_K} = \frac{\omega_3}{\omega_1} \cdot k_1 = \Pi'_3 \cdot k_1 \\ \Pi''_{X_F} = \Pi''_{X_K} = 0; & \Pi''_{Y_F} = \Pi''_{Y_K} = \Pi''_3 \cdot k_1 \end{cases}$$

Знайшовши передаточні функції, можна визначити швидкості та прискорення для вищевказаних точок:

$$\begin{cases} V_{X_i} = \Pi'_{X_i} \cdot \omega_1; & V_{Y_i} = \Pi'_{Y_i} \cdot \omega_1, \\ a_{X_i} = \Pi''_{X_i} \cdot \omega_1^2 + \Pi'_{X_i} \cdot \varepsilon_1; & a_{Y_i} = \Pi''_{Y_i} \cdot \omega_1^2 + \Pi'_{Y_i} \cdot \varepsilon_1. \end{cases} \quad (2.15)$$

де i – позначення відповідної точки.

Рівняння (2.1) – (2.15) складають математичну модель двоплечого верстата-качалки для визначення кінематичних характеристик виконавчого механізму.

На рис.2.3 приведено графіки кінематичних характеристик точки підвіски штанг верстата-качалки, діапазон значень яких отримано за допомогою математичної моделі при зміні відстаней X_{O2} та Y_{O2} (див.рис.2.2). В якості базових розмірів прийнято геометричні характеристики виконавчого механізму верстата-качалки 7СК12-2.5-4000.

З приведених графіків видно, що геометричні розміри кривошипа, шатуна і відстані між опорами балансира та кривошипа суттєво впливають на форму діаграм переміщення, швидкості та прискорення точки підвіски штанг.

Важливість вірного вибору геометричних розмірів ланок верстата-качалки та їх впливу на кінематичні характеристики пов'язана з тим, що кінематика виконавчого механізму впливає на екстремуми навантаження, що діє в точці підвіски штанг [37] та крутний момент кривошипа [30].

Проведемо порівняння верстатів-качалок з подібними розмірами ланок виконавчого механізму різних країн-виробників: UP12Т-3-5500 (Румунія); СК12-2.5-4000 (Україна, Росія); RM-320D-256-120 (США). Їх геометричні характеристики приведені в табл. 2.1.

На рис.2.4 показані графіки аналогів швидкостей та прискорень точки підвіски штанг для верстатів-качалок UP12Т-3-5500; СК12-2.5-4000; RM-320D-256-120, розраховані для довжини ходу плунжера – 2.5м та числі качань балансира – $n = 8$ кач/хв.

З графіка на рис.2.4а видно, що верстат-качалка СК12-2.5-4000 виконаний по аксіальній схемі, оскільки аналог швидкості рівний нулю при повороті кута кривошипа на 180^0 . Верстат-качалка UP12Т-3-5500 – по дезаксіальній схемі з від'ємним кутом дезаксіалу, значення аналога швидкості визначалось для додатнього напрямку кутової швидкості кривошипа; RM-320D-256-120 - по дезаксіальній схемі з додатнім кутом дезаксіалу, значення аналога швидкості

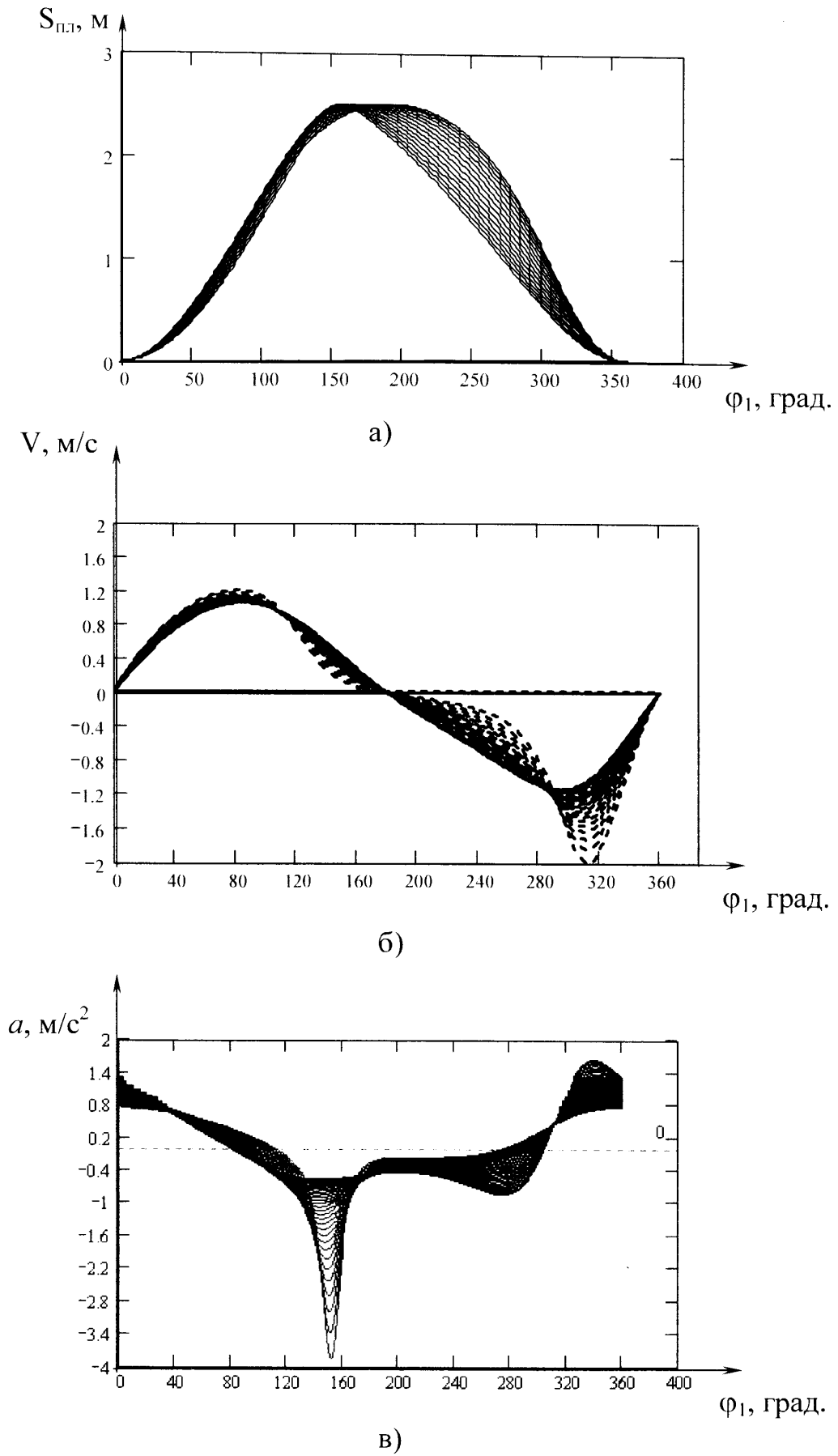


Рис. 2.3 Діапазон зміни кінематичних характеристик верстата-качалки: а – переміщення; б – швидкості; в – прискорення точки підвісу штанг

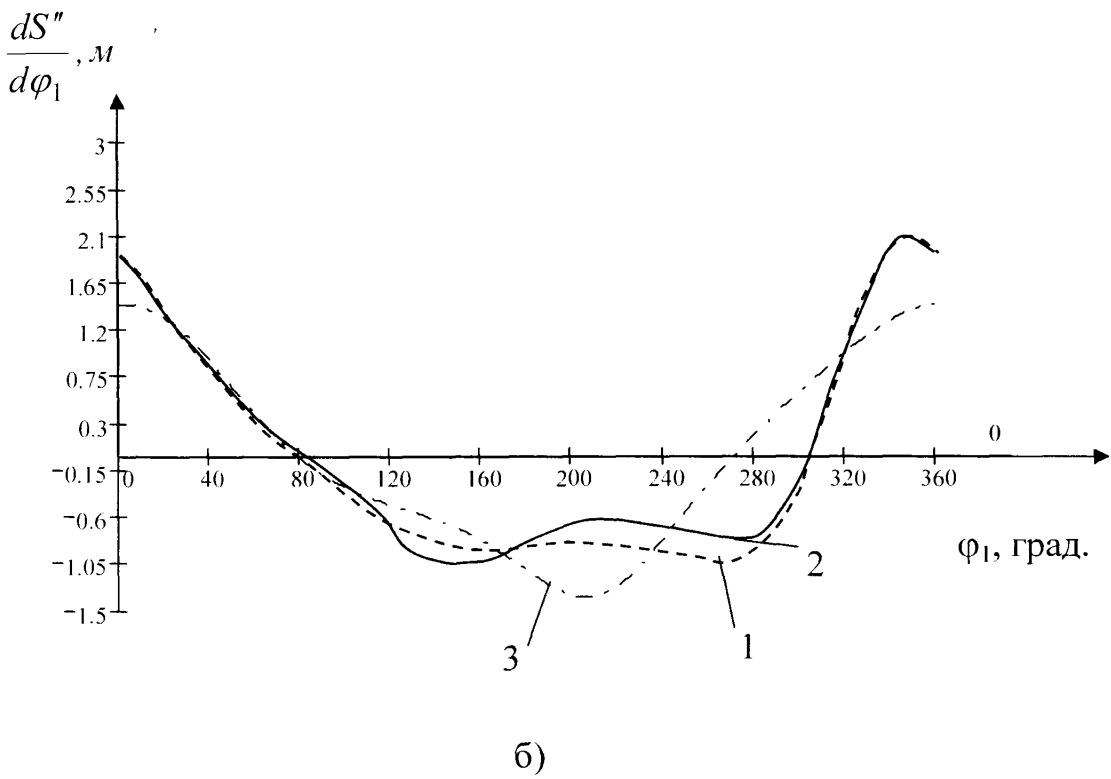
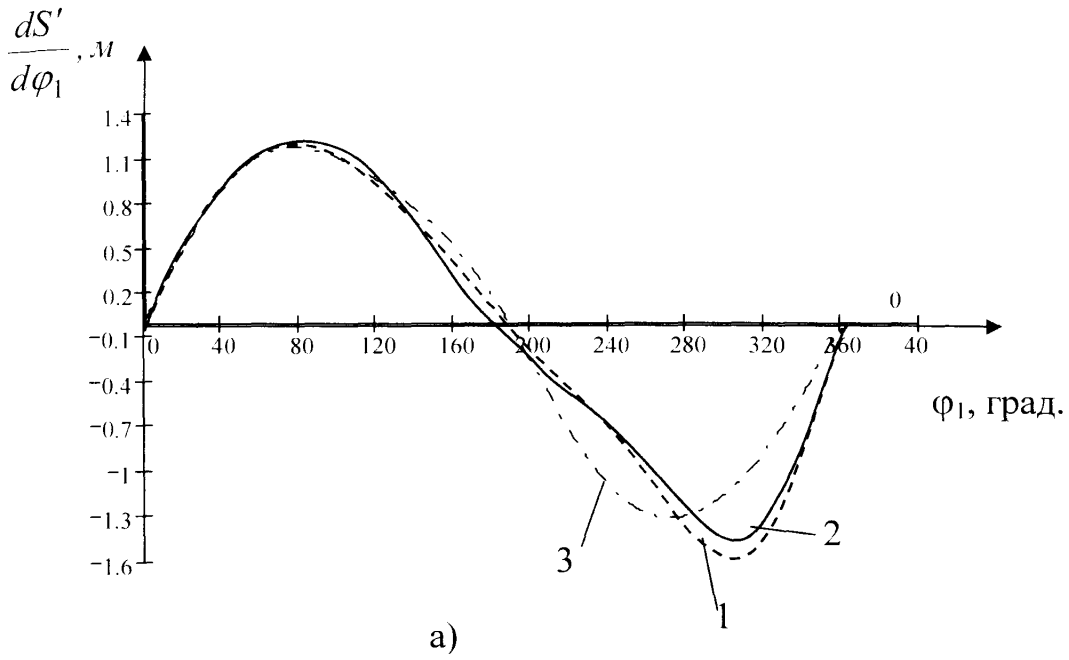


Рис. 2.4 Графіки залежності:

а) - аналогів швидкості; б) - аналогів прискорення точки підвіски штанг;
 1 – СК12-2.5-4000; 2 – UP12T –3-5500; 3 – RM320D-256-120.

визначалось для від'ємного напрямку кутової швидкості кривошипа. Можна відзначити, що при русі точки підвіски штанг вгору:

1) найменше значення максимальної швидкості відповідає верстатам-качалкам UP12T-3-5500 та RM-320D-256-120, а швидкість верстата-качалки СК12-2.5-4000 більша на 13% ;

2) на початку руху вгору найбільше значення максимального прискорення у схеми з додатнім дезаксіалом, тоді як при кінці руху вгору значення прискорення для всіх схем практично не відрізняються.

При русі точки підвіски штанг вниз:

1) найменше значення максимальної швидкості відповідає верстату-качалці RM-320D-256-120, а, в порівнянні, значення швидкості верстата-качалки UP12T-3-5500 більше на 18%, верстата-качалки СК12-2.5-4000 – на 29% відповідно;

2) найменше значення максимального прискорення також у верстата-качалки RM-320D-256-120, а, в порівнянні з ним, значення прискорення верстата-качалки UP12T-3-5500 більше на 33%, верстата-качалки СК12-2.5-4000 – на 27% відповідно.

Можна зробити висновок, що верстат-качалка RM-320D-256-120 буде створювати кращі умови для роботи глибинного обладнання. Форма його графіка швидкості є найбільш наближеною до гармонійного закону, тому можна вважати, що умови зрівноважування цієї глибинонасосної установки будуть кращими.

Проектуючи верстат-качалку на максимальну довжину ходу, можна вибрати різні варіанти співвідношення геометричних розмірів ланок.

Ідеальним буде співвідношення розмірів при якому $\left| \frac{r}{l} \right| \rightarrow 0$ та $\left| \frac{r}{k} \right| \rightarrow 0$. Чим більше відрізняються розміри ланок верстата-качалки від ідеальних, тобто чим коротший в ньому шатун і заднє плече балансира (при постійній довжині ходу плунжера глибинного насосу), тим гірші його експлуатаційні властивості. В бувшому Радянському Союзі випускались верстати-качалки з співвідношенням

$\left| \frac{r}{l} \right| \approx 0,4$ та $\left| \frac{r}{k} \right| = 0,5$, ці значення вибирались з умови економії капітальних

вкладень при виготовленні верстата-качалки та його фундаменту [23, 68] і не враховували експлуатаційні витрати. Проте, витрати на ліквідацію результатів відмов наземного та глибинного обладнання значно перевищують економію отриману в результаті зменшення матеріалоємності при виготовленні одного верстата-качалки. Так, для порівняння, вартість верстата-качалки типу СК12-3-5500 становить 220 тис. грн. Вартість всіх закінчених ремонтів штангової глибинно-насосної установки за 1998 рік по НГВУ “Долинанафтогаз” становить 1831,708 тис.грн. [69], тобто в 8,3 раза більше.

Тому при розробці нових схем верстатів-качалок необхідно:

1. Вибирати схему виконавчого механізму з найменшими максимальними значеннями швидкості та прискореннями точки підвіски штанг.

2. Намагатись добиватись найкращого співпадіння форм кривих швидкостей точки підвіски штанг та противаг, що використовуються для зрівноважування верстата-качалки.

Рядом авторів вказується на вплив геометричних параметрів виконавчого механізму на роботу ШСНУ [70, 71]. Разом з тим до сих пір не приведено порівняння переваг та недоліків аксіальних та дезаксіальних схем виконавчого механізму.

Тому, визначимо залежність кінематичних характеристик двоплечих верстатів-качалок від наступних геометричних параметрів:

- розмірів ланок виконавчого механізму;
- кута дезаксіалу ;
- кута тиску між шатуном та балансиром;
- безрозмірних параметрів $\frac{r}{l}, \frac{r}{k}$;

2.2. Дослідження впливу геометричних параметрів ланок виконавчого механізму верстата-качалки на зміну його кінематичних параметрів

2.2.1 Вплив координат розміщення опори балансира на геометричні розміри кривошипа та шатуна

Аналізуючи рівняння 2.3-2.4 визначаємо, що зміну геометричних розмірів кривошипа та шатуна при умові постійної довжини ходу плунжера ($H_{пл} = \text{const}$) і плеч балансира k, k_1 можна отримати двома шляхами (див. рис. 2.1):

1 – шляхом зміни відстані X_{O_2} між опорою кривошипа та стояком балансира при постійній координаті Y_{O_2} ;

2 – змінюючи висоту Y_{O_2} розміщення точки балансира при постійній координаті X_{O_2} .

В першому випадку, коли $X_{O_2} < k \cdot \cos(\gamma/2)$ - отримаємо схему верстата-качалки з від'ємним дезаксіалом. При поступовому збільшенні відстані X_{O_2} довжина кривошипа та шатуна буде зростати до того часу, поки $X_{O_2} = k \cdot \cos(\gamma/2)$ - отримаємо аксіальну схему механізму. При подальшому збільшенні координати X_{O_2} , тобто при $X_{O_2} > k \cdot \cos(\gamma/2)$ - отримаємо схему верстата-качалки з додатнім дезаксіалом.

Діапазон зміни координат X_{O_2} та Y_{O_2} , при якому існує механізм верстата-качалки та граничні значення координати X_{O_2} , визначимо підставивши в рівняння (2.2) значення довжини кривошипа та шатуна з рівнянь (2.3), (2.4).

Рис. 2.5а,б демонструє зміну розмірів кривошипа та шатуна в залежності від координати опори кривошипа. З графіків можна визначити, що:

- розміри кривошипа в аксіальних схемах більші ніж у дезаксіальних;
- найменший розмір кривошипа відповідає схемі з додатнім дезаксіалом при граничному значенні $X_{O_2}^{\max}$;

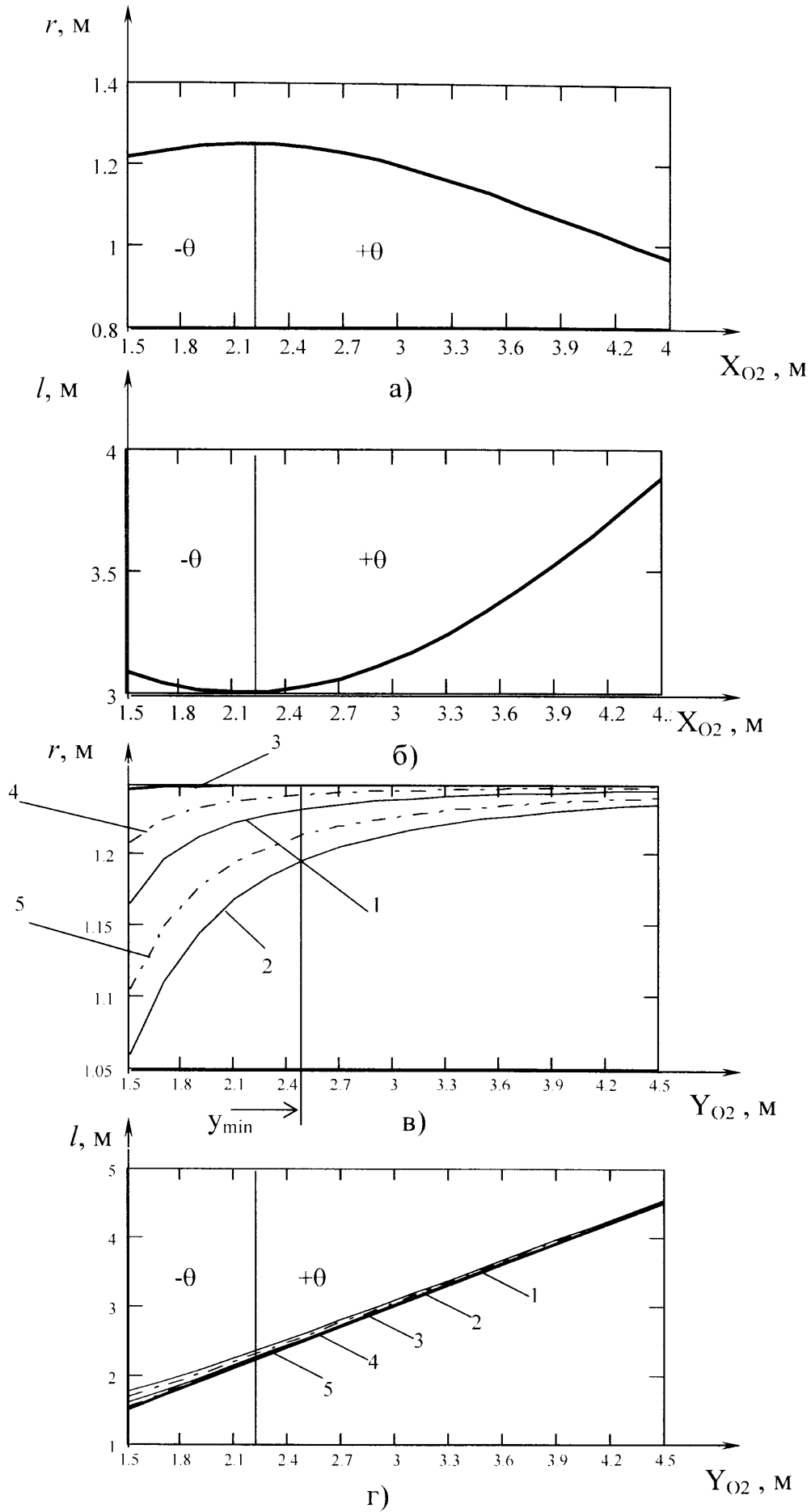


Рис. 2.5 – Залежність довжини кривошипа та шатуна при їх синтезі:
 а,б – шляхом зміни відстані між опорою кривошипа та стойкою;
 в,г – шляхом зміни висоти опори балансира.

- в дезаксіальних схемах зменшення розміру кривошипа приводить до одночасного зростання розміру шатуна.

Рис. 2.5в,г демонструє залежність розмірів кривошипа та шатуна від висоти опори балансира. Як видно, для аксіальної схеми механізму зростання висоти опори балансира не впливає на розмір кривошипа. Для дезаксіальних схем залежність між розміром кривошипа та координатою Y_{O_2} - нелінійна, мінімальне значення довжини кривошипа відповідає певній висоті $Y_{O_2}^{\min}$ й залежить від кута дезаксіалу. Чим більший цей кут – тим інтенсивніше вплив зміни висоти опори балансира на розмір кривошипа. Графіки 1,2 побудовані для схем з додатнім дезаксіалом для кутів $\theta = 5^0$ та 10^0 , графіки 4,5 – для схем з від’ємним дезаксіалом при $\theta = 3^0$ та 7^0 . З рисунка 2.5г видно, що для всіх схем існує лінійна залежність між зростанням координати Y_{O_2} та довжиною шатуна.

2.2.2 Вплив кута дезаксіалу

Іншим геометричним параметром, що впливає на кінематичні параметри верстата-качалки, виступає кут дезоксіалу θ (див.рис.2.1), значення якого залежить від координати т. X_{O_2} (рис.2.6):

$$\theta = \arccos\left(\frac{2(l^2 + r^2) - h_1^2}{2(l^2 - r^2)}\right). \quad (2.16)$$

Кут дезаксіалу θ показує співвідношення між холостим і робочим ходом механізму:

$$\theta = \frac{\varphi_{px} - \varphi_{xx}}{2} \text{ при } \varphi_{px} > 180, \quad (2.17)$$

$$\theta = \frac{\varphi_{xx} - \varphi_{px}}{2} \text{ при } \varphi_{px} < 180,$$

де, $\varphi_{px}, \varphi_{xx}$ - кути робочого та холостого ходів кривошипа.

Через цей кут визначається коефіцієнт зміни середньої швидкості плунжера глибинного насосу:

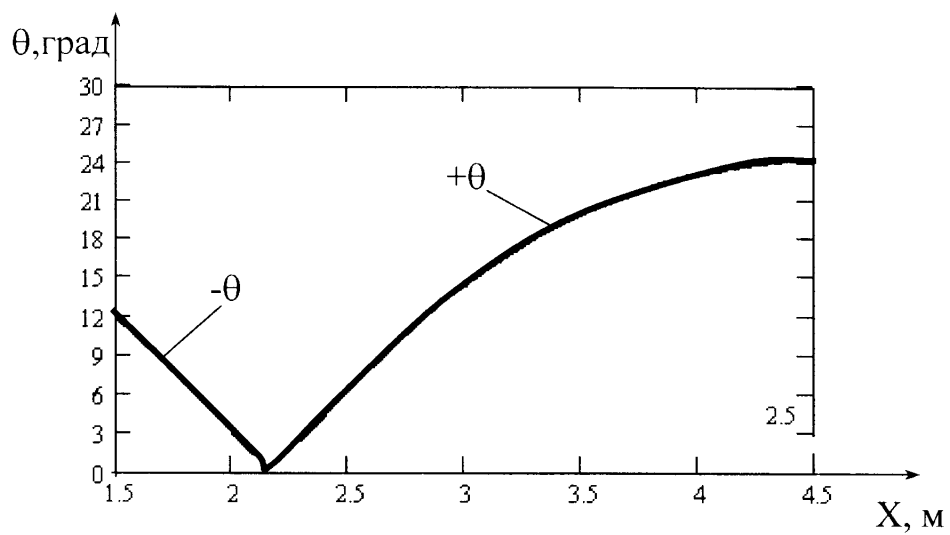


Рис. 2.6 Графік залежності кута дезаксіалу від розміщення опори балансира

$$K_v = \frac{H / t_{xx}}{H / t_{px}} = \frac{180^0 + \theta}{180^0 - \theta}, \quad (2.18)$$

де H - хід плунжера;

t_{xx} , t_{px} - час холостого та робочого ходу.

Під час робочого ходу точка підвіски штанг проходить шлях від нижньої мертвої точки до верхньої, під час холостого – навпаки.

Таким чином, регулюючи кут дезаксіалу θ , можна регулювати час холостого та робочого ходу. Існує критичне значення кута дезаксіалу при якому відбувається розрив кінематичного ланцюга виконавчого механізму верстата-качалки (рис.2.7).

Користуючись значенням кута дезаксіалу потрібно вибирати такий напрям обертання кривошипа, при якому швидкість точки підвіски штанг менша на протязі робочого ходу. Для схем верстатів-качалок з від'ємним кутом дезаксіалу потрібно дотримуватись напрямку обертання кривошипа – проти годинникової стрілки, при розміщенні свердловини справа. Для схем верстатів-качалок з додатнім кутом дезаксіалу – за годинниковою стрілкою, при розміщенні свердловини справа.

При зміні кута дезаксіалу змінюється форма та значення швидкостей та прискорення точки підвіски штанг. На рис.2.8 показані графіки, а в табл.2.2 подані значення аналогів швидкостей та прискорення точки підвіски штанг для різних кутів дезаксіалу при напрямі обертання кривошипа – проти годинникової стрілки. Графік 1 побудовано для робочого ходу верстата-качалки, графік 2 – для холостого. Аналізуючи графіки рис.2.8 можна відмітити наступне:

- рівних значень швидкості для робочого та холостого ходів можна добитись в схемах з додатнім кутом дезаксіалу;
- в аксіальних схемах та в схемах з від'ємним кутом дезаксіалу завжди максимумами швидкостей для руху точки підвіски штанг вгору та вниз відрізняються один від одного. Ця різниця для дезаксіальної схеми зростає зі збільшенням кута дезаксіалу;

Таблиця 2.2

Порівняння кінематичних характеристик аксіальних та дезаксіальних схем

| X _{O2} , м | Розрив кінематичного ланцюга | | | | | | | | | | | | | | | | Розрив кінематичного ланцюга | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------|------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|------|------|-------|-------|------|------|------------------------------|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|------|------|------|-------|-------|------|------|-------|-------|-----|
| | 1 | 1.2 | 1.4 | 1.6 | 1.8 | 2 | 2.2 | 2.4 | 2.6 | 2.8 | 3 | 3.2 | 3.4 | 3.6 | 3.8 | 4 | 4.2 | 4.4 | 4.6 | 1 | 1.2 | 1.4 | 1.6 | 1.8 | 2 | 2.2 | 2.4 | 2.6 | 2.8 | 3 | 3.2 | 3.4 | 3.6 | 3.8 | 4 | 4.2 | 4.4 |
| r, м | 1.13 | 1.15 | 1.17 | 1.19 | 1.19 | 1.2 | 1.2 | 1.195 | 1.19 | 1.17 | 1.15 | 1.13 | 1.105 | 1.075 | 1.05 | 1.02 | 0.995 | 0.965 | 1.13 | 1.15 | 1.17 | 1.19 | 1.19 | 1.2 | 1.2 | 1.195 | 1.19 | 1.17 | 1.15 | 1.13 | 1.105 | 1.075 | 1.05 | 1.02 | 0.995 | 0.965 | |
| l, м | 3.18 | 3.11 | 3.06 | 3.03 | 3.03 | 3 | 3.01 | 3.04 | 3.08 | 3.013 | 3.2 | 3.28 | 3.37 | 3.47 | 3.58 | 3.7 | 3.82 | 3.18 | 3.11 | 3.06 | 3.03 | 3.03 | 3 | 3.01 | 3.04 | 3.08 | 3.013 | 3.2 | 3.28 | 3.37 | 3.47 | 3.58 | 3.7 | 3.82 | | | |
| $r \frac{px}{l}$ | 0.35 | 0.37 | 0.38 | 0.39 | 0.39 | 0.4 | 0.392 | 0.39 | 0.38 | 0.38 | 0.35 | 0.34 | 0.31 | 0.3 | 0.28 | 0.27 | 0.25 | 0.35 | 0.37 | 0.38 | 0.39 | 0.39 | 0.4 | 0.392 | 0.39 | 0.38 | 0.38 | 0.35 | 0.34 | 0.31 | 0.3 | 0.28 | 0.27 | 0.25 | | | |
| V_{max}^{px} , град. | 10 | 15 | 20 | 26 | 26 | 31 | 36 | 42 | 47 | 52 | 56 | 60 | 64 | 68 | 71 | 74 | 76 | 79 | 10 | 15 | 20 | 26 | 26 | 31 | 36 | 42 | 47 | 52 | 56 | 60 | 64 | 68 | 71 | 74 | 76 | 79 | |
| V_{max}^{xx} , град. | 48 | 46 | 44 | 42 | 42 | 39 | 36 | 33 | 31 | 27 | 24 | 21 | 18 | 16 | 13 | 10 | 8 | 5 | 48 | 46 | 44 | 42 | 42 | 39 | 36 | 33 | 31 | 27 | 24 | 21 | 18 | 16 | 13 | 10 | 8 | 5 | |
| P_3^{px} , м | 1.137 | 1.15 | 1.17 | 1.2 | 1.2 | 1.22 | 1.24 | 1.25 | 1.27 | 1.28 | 1.29 | 1.31 | 1.32 | 1.33 | 1.34 | 1.34 | 1.35 | 1.137 | 1.15 | 1.17 | 1.2 | 1.2 | 1.22 | 1.24 | 1.25 | 1.27 | 1.28 | 1.29 | 1.31 | 1.32 | 1.33 | 1.34 | 1.34 | 1.34 | 1.35 | | |
| P_3^{px} , м | 1.62 | 1.58 | 1.55 | 1.53 | 1.53 | 1.48 | 1.43 | 1.37 | 1.33 | 1.27 | 1.21 | 1.17 | 1.13 | 1.08 | 1.05 | 1.02 | 0.99 | 0.97 | 1.62 | 1.58 | 1.55 | 1.53 | 1.53 | 1.48 | 1.43 | 1.37 | 1.33 | 1.27 | 1.21 | 1.17 | 1.13 | 1.08 | 1.05 | 1.02 | 0.99 | 0.97 | |
| P_3^{px} , м | 1.1 | 1.05 | 1 | 0.95 | 0.95 | 0.96 | 1.04 | 1.15 | 1.27 | 1.4 | 1.6 | 1.79 | 2.02 | 2.27 | 2.6 | 2.98 | 3.5 | 4.1 | 1.1 | 1.05 | 1 | 0.95 | 0.95 | 0.96 | 1.04 | 1.15 | 1.27 | 1.4 | 1.6 | 1.79 | 2.02 | 2.27 | 2.6 | 2.98 | 3.5 | 4.1 | |
| P_3^{xx} , м | 2.4* | 2.32* | 2.27* | 2.23* | 2.23* | 2.15* | 2.06 | 1.97 | 1.9 | 1.8 | 1.7 | 1.61 | 1.53 | 1.453 | 1.39 | 1.32 | 1.27 | 1.21 | 2.4* | 2.32* | 2.27* | 2.23* | 2.23* | 2.15* | 2.06 | 1.97 | 1.9 | 1.8 | 1.7 | 1.61 | 1.53 | 1.453 | 1.39 | 1.32 | 1.27 | 1.21 | |
| θ, град. | -16 | -13 | -10 | -7 | -7 | -3 | 0 | 4 | 7 | 10 | 13 | 15 | 17 | 19 | 20 | 21 | 22 | 22.3 | -16 | -13 | -10 | -7 | -7 | -3 | 0 | 4 | 7 | 10 | 13 | 15 | 17 | 19 | 20 | 21 | 22 | 22.3 | |

Примітка: максимальний аналог прискорення - кінець ходу вниз, початок ходу вгору; * - кінець ходу вгору;

V_{max}^{px} , V_{max}^{xx} - максимальні кути тиску при робочому та холостому ходах

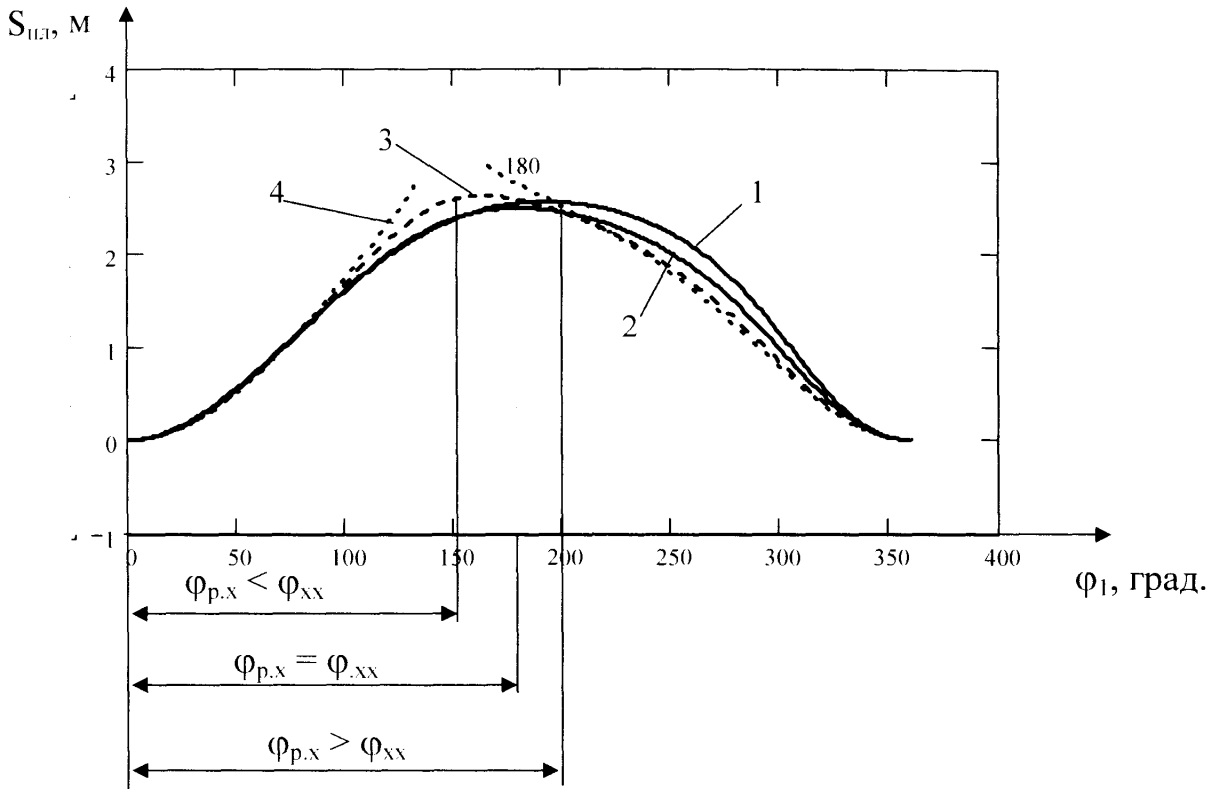
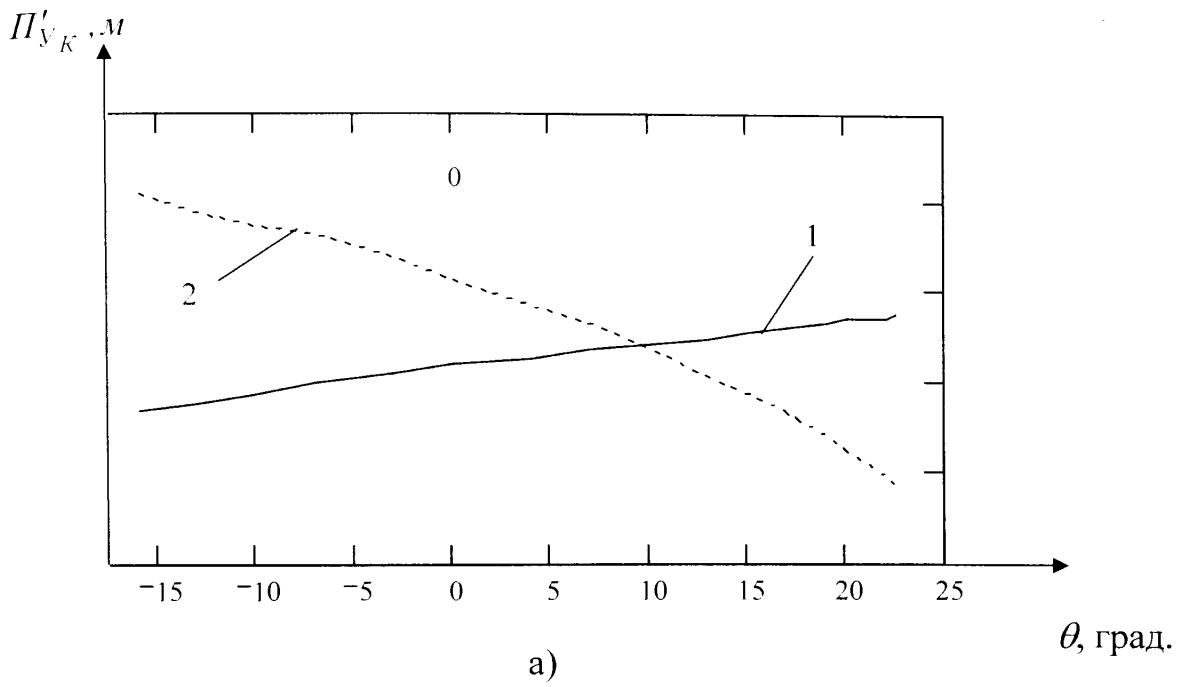
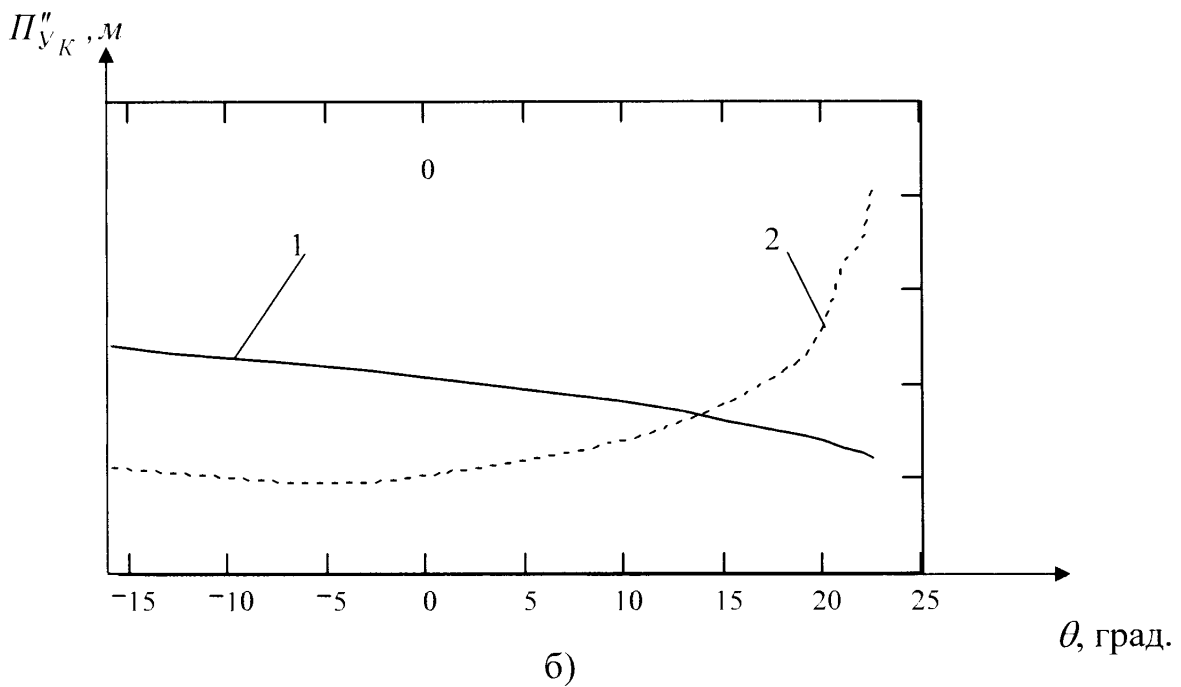


Рис. 2.7 Вплив кута дезаксіалу на тривалість робочого та холостого ходів при:
 1 – від'ємному дезаксіалі, 2 – нульовому дезаксіалі, 3 – додатньому дезаксіалі, 4 – перевищенні допустимого значення



а)



б)

Рис. 2.8 Вплив кута дезаксіалу на:

а) – максимум аналога швидкості точки підвіски штанг;

б) – максимум аналога прискорення точки підвіски штанг;

1 – робочий хід; 2 – холостий хід.

- найменше значення швидкості точки підвіски штанг можна отримати для схеми з додатнім дезаксіалом при обертанні кривошипа за годинниковою стрілкою (свердловина справа);
- максимальнодопустиме значення кута дезаксіалу, при якому відбувається розрив кінематичного ланцюга для схем з від'ємним дезаксіалом, складає 16° , для схем з додатнім дезаксіалом – $22,5^{\circ}$.

З рис. 2.8б слідує, що:

- менші значення прискорення для руху вгору можна отримати для схем з додатнім дезаксіалом;
- схему з однаковим значенням максимального прискорення точки підвіски штанг для холостого та робочого ходу можна отримати тільки з додатнім дезаксіалом;
- прискорення точки підвіски різко зростає при наближенні до максимальнодопустимого додатного значення кута дезаксіалу.

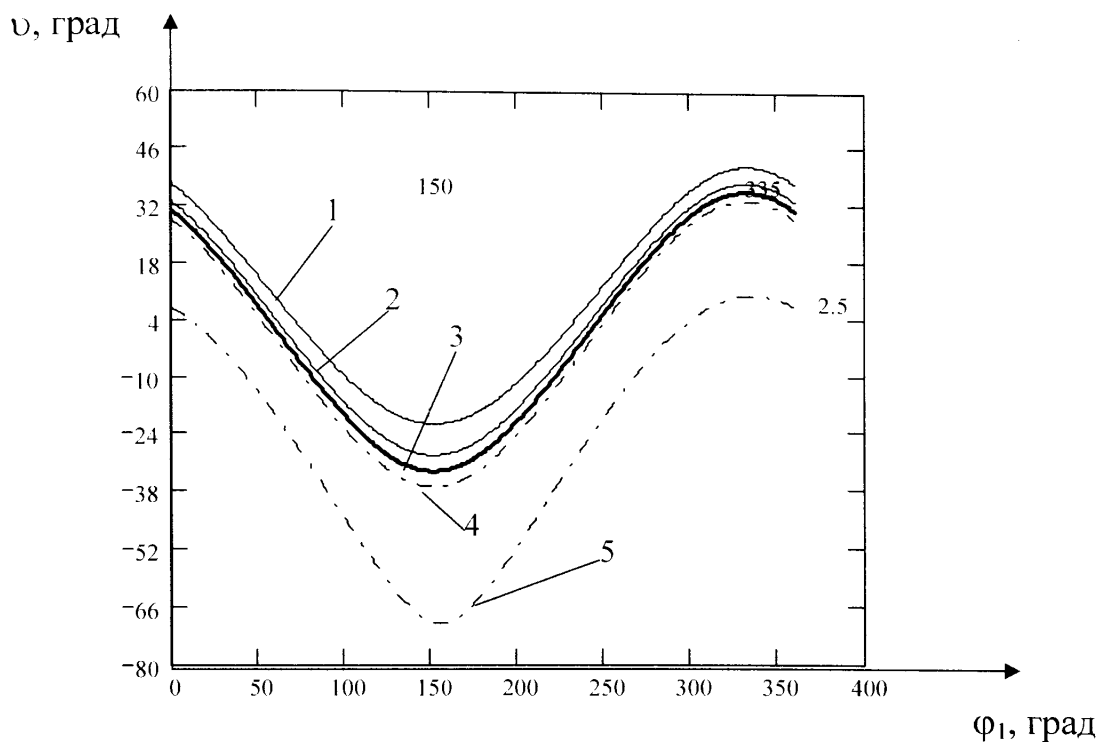
2.2.3 Вплив кута тиску

Для того щоб ввести граничні умови при синтезі геометричних параметрів виконавчого механізму, використаємо допустимий кут тиску. Це кут між напрямом швидкості балансира та шатуном. За робочий цикл верстата-качалки цей кут змінюється за формулою (див. рис. 2.1):

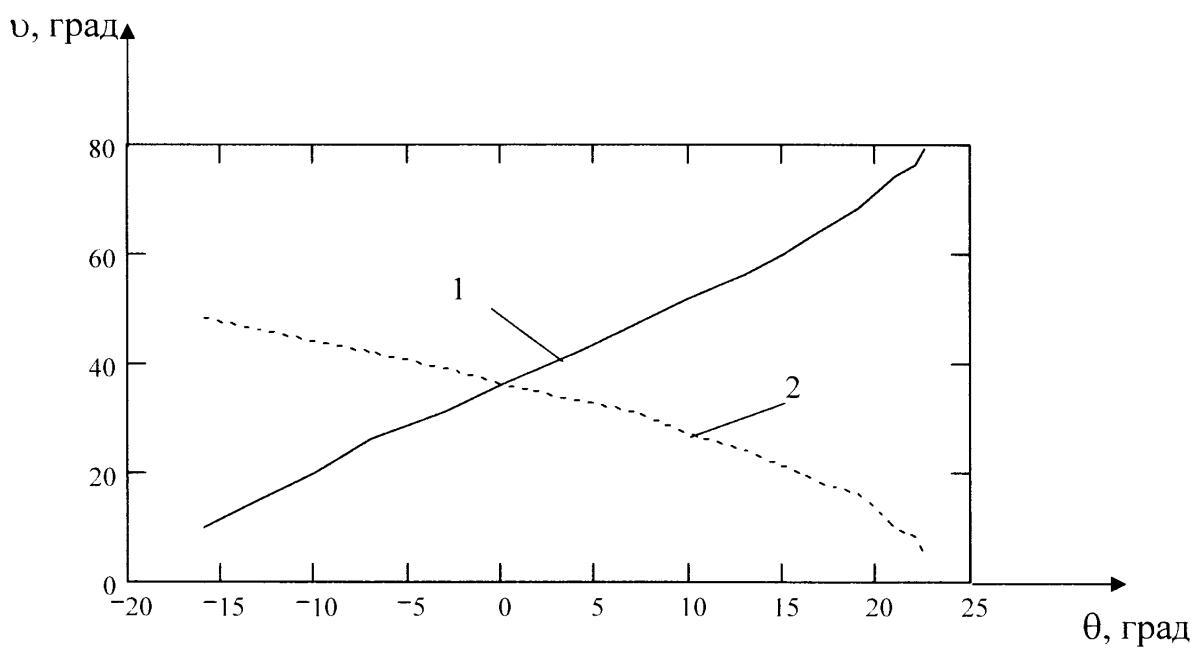
$$v = \frac{\pi}{2} - a \cos \left(\frac{l^2 + k^2 - d_1^2}{2 \cdot k \cdot l} \right) \quad (2.19)$$

Графік зміни кута тиску за оберт кривошипа показаний на рис. 2.9. Кут тиску набуває максимального значення двічі, під кінець ходу точки підвіски вгору та вниз. Дослідження зміни кута тиску проведемо для постійних: висоти опори балансира Y_{O_2} , ходу точки підвіски штанг та довжини заднього плеча балансира.

Змінюючи положення осі обертання O_1 кривошипа відносно осі опори балансира, для будь-якої схеми верстата-качалки, можна визначити граничні



а)



б)

Рис. 2.9 Залежність кута тиску виконавчого механізму верстата-качалки:
 а) – від зміни кута повороту кривошипа: 1,2 - при від'ємному дезоксіалі;
 3 - нульовому дезоксіалі; 4,5 - додатньому дезаксіалі;
 б) – залежність максимальних кутів тиску від кута дезаксіалу:
 1 - для робочого ходу; 2 – для холостого ходу.

значення $X_{O_1}^{min}$ та $X_{O_1}^{max}$, при яких не виконується умова існування механізму.

При $X_{O_1}^{min}$ - отримаємо граничне значення існування параметрів схеми виконавчого механізму з від'ємним дезаксіалом, при $X_{O_1}^{max}$ - схеми з додатнім дезаксіалом.

На рис. 2.9а показано графіки залежності кута тиску для виконавчого механізму верстата-качалки з від'ємним (графіки 1,2), нульовим (графік3) та додатнім дезаксіалом (графіки 4,5). Максимальні значення кутів тиску для дезаксіальних схем різні для ходу точки підвіски штанг вгору та вниз. Для аксіальної схеми значення кутів тиску – однакове.

На рис. 2.9б можна бачити зміну максимальних значень кутів тиску для виконавчого механізму верстата-качалки при збільшенні відстані X_{O_2} - координати опори балансира відносно осі обертання кривошипа. За допомогою даних графіків можна вибирати співвідношення максимумів кутів тиску для холостого та робочого ходів.

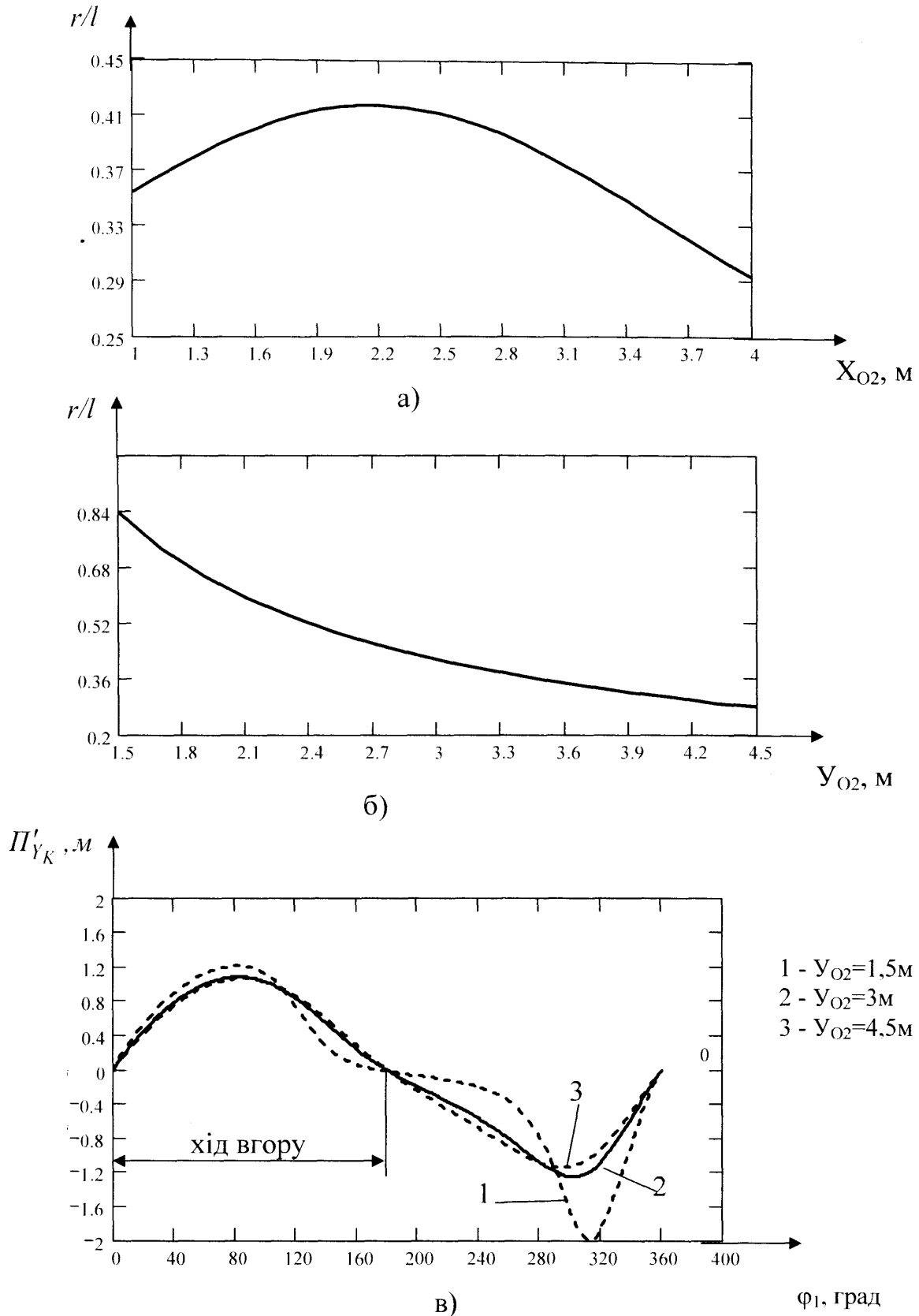
2.2.4 Вплив основної безрозмірної характеристики

Назвемо співвідношення $\frac{r}{l}$ - основною безрозмірною характеристикою (ОБХ).

Вплив ОБХ визначимо при постійній довжині ходу точки підвіски штанг, довжині переднього та заднього плечей балансира.

Відомо, що по основній безрозмірній характеристиці ведеться оцінка кінематичних характеристик виконавчого механізму верстата-качалки.

Проте тільки по величині цього співвідношення не можна судити про якість виконання верстата-качалки. На рис. 2.10 а,б побудовано залежність ОБХ від положення осі балансира. Як видно, співвідношення $\frac{r}{l}$ зростає при зменшенні від'ємного дезаксіалу, й зменшується при збільшенні додатного дезаксіалу. На



а) – при $Y_{O_2}=\text{const}$ $X_{O_2}=\text{var}$; б) - при $X_{O_2}=\text{const}$ $Y_{O_2}=\text{var}$;

в) – закон зміни швидкості точки підвісу штанг при зростанні Y_{O_2} .

рис. 2.10б побудована залежність $\frac{r}{l}$ для аксіального механізму при збільшенні висоти Y_{O_2} розміщення опори балансира.

Одне й те ж співвідношенні розмірів $\frac{r}{l}$ можна отримати для схем з додатнім, від'ємним дезаксіалами та аксіальних механізмів. Як показано в попередніх розділах, при цьому швидкість та прискорення точки підвіски штанг будуть різні. Для встановлення впливу ОБХ на кінематичні характеристики виконавчого механізму побудовано графік залежності швидкості точки підвіски від кута повороту кривошипа для аксіальної схеми (рис. 2.10в), табл. 2.3. Як видно з цього графіка вплив співвідношення $\frac{r}{l}$ більше проявляється для ходу точки підвіски штанг вниз, оскільки аналог швидкості різко змінюється. Так при збільшенні ОБХ з 0.2 до 0.6 аналог швидкості зростає на 41%. Для ходу вгору вплив ОБХ є не стільки визначальним, оскільки аналог швидкості зростає тільки на 15%.

2.3 Силовий аналіз верстатів-качалок з двоплечим балансиром

2.3.1 Розрахунок реакцій опор та крутного моменту кривошипа

Мета силового аналізу – визначення діючих навантажень на ланки, реакцій в кінематичних парах виконавчого механізму верстата-качалки, та крутного моменту, що діє на валу кривошипа.

Розподіл маси деталей на прикладі виконавчого механізму верстату-качалки СК12-2.5-4000 подано в табл. 2.3 [72]. При силовому розрахунку вважаємо, що маса ланок зосереджена в їх центрах мас (рис. 2.11). При складанні розрахункової моделі масою шатуна нехтуємо, оскільки вона незначна в порівнянні з іншими ланками.

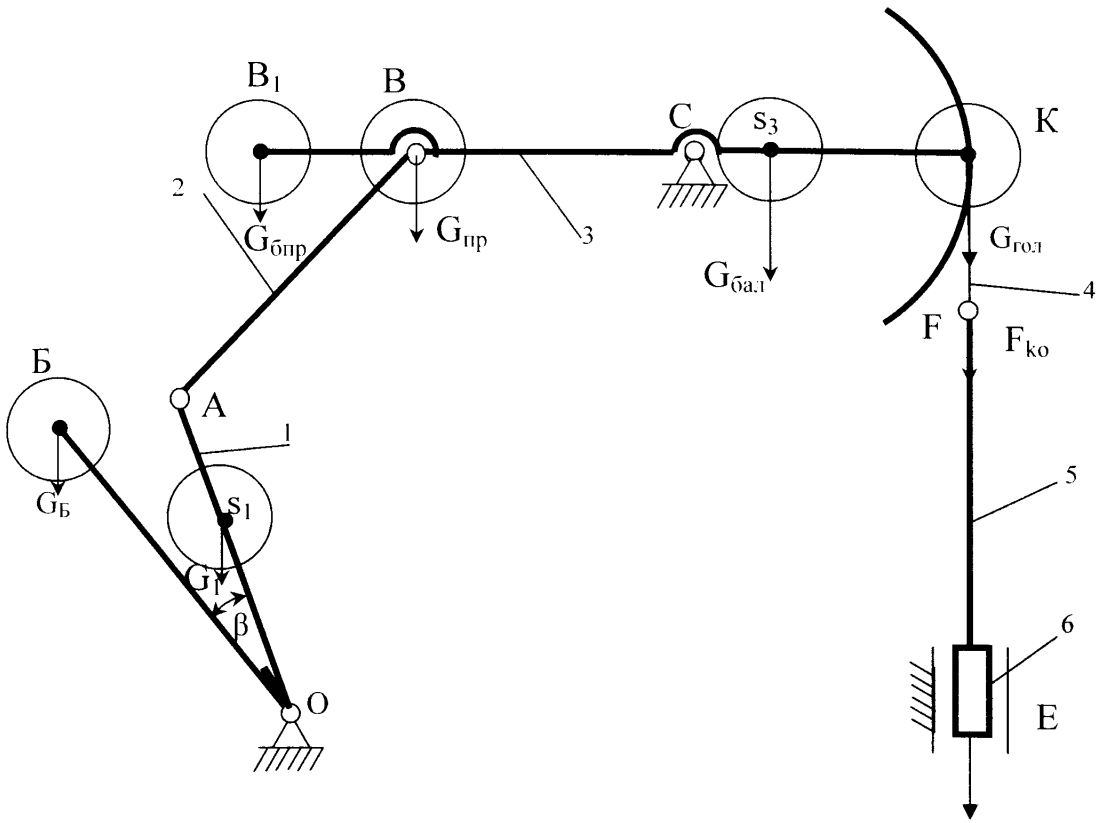


Рис. 2.11 Схема розподілу мас ланок двоплечового верстату-качалки

Таблиця 2.3

Розподіл маси деталей ланок виконавчого механізму двоплечого
верстата-качалки СК12-2,5-4000

| Елемент | Маса, кг |
|------------------------------|----------|
| Головка балансира, $m_{гол}$ | 390 |
| Траверса, $m_{тр}$ | 495 |
| Шатун, $m_{ш}$ | 65 |
| Тіло балансира, $m_{бал}$ | 1280 |
| Кривошипи, $m_{кр}$ | 2970 |
| Противаги, $m_{пр}$ | 6080 |

Виконаємо силовий аналіз виконавчого механізму. Для цього виділяємо структурну групу, в яку входять шатун 2 та балансир 3. Прикладаємо до ланок структурної групи зовнішні сили, сили ваги та інерції, а від'єднані ланки заміняємо реакціями. Для використання в математичній моделі всі сили розкладаємо на дві складові, направлені вздовж осей X та Y, причому правила знаків наступні – сила має знак “+”, якщо її напрям співпадає з напрямом відповідної осі, в протилежному випадку - знак “-”. На рис. 2.12 показана схема силового розрахунку структурної групи 2-3.

Складові сил інерції кривошипа, противаг, головки балансира, та траверси визначаємо за наступними формулами [73]:

$$\begin{cases} \Phi_i^x = m_{s_i} \cdot a_{s_i}^x, \\ \Phi_i^y = m_{s_i} \cdot a_{s_i}^y, \end{cases} \quad (2.20)$$

де m_{s_i} - маса і –ї деталі.

Значення проєкцій прискорень центрів мас ланок визначається при кінематичному розрахунку.

На кривошипі діє момент сил інерції, який визначається за формулою:

$$M_{\phi_1} = \varepsilon_1 \cdot J_1^{36},$$

де ε_1 - кутове прискорення кривошипа;

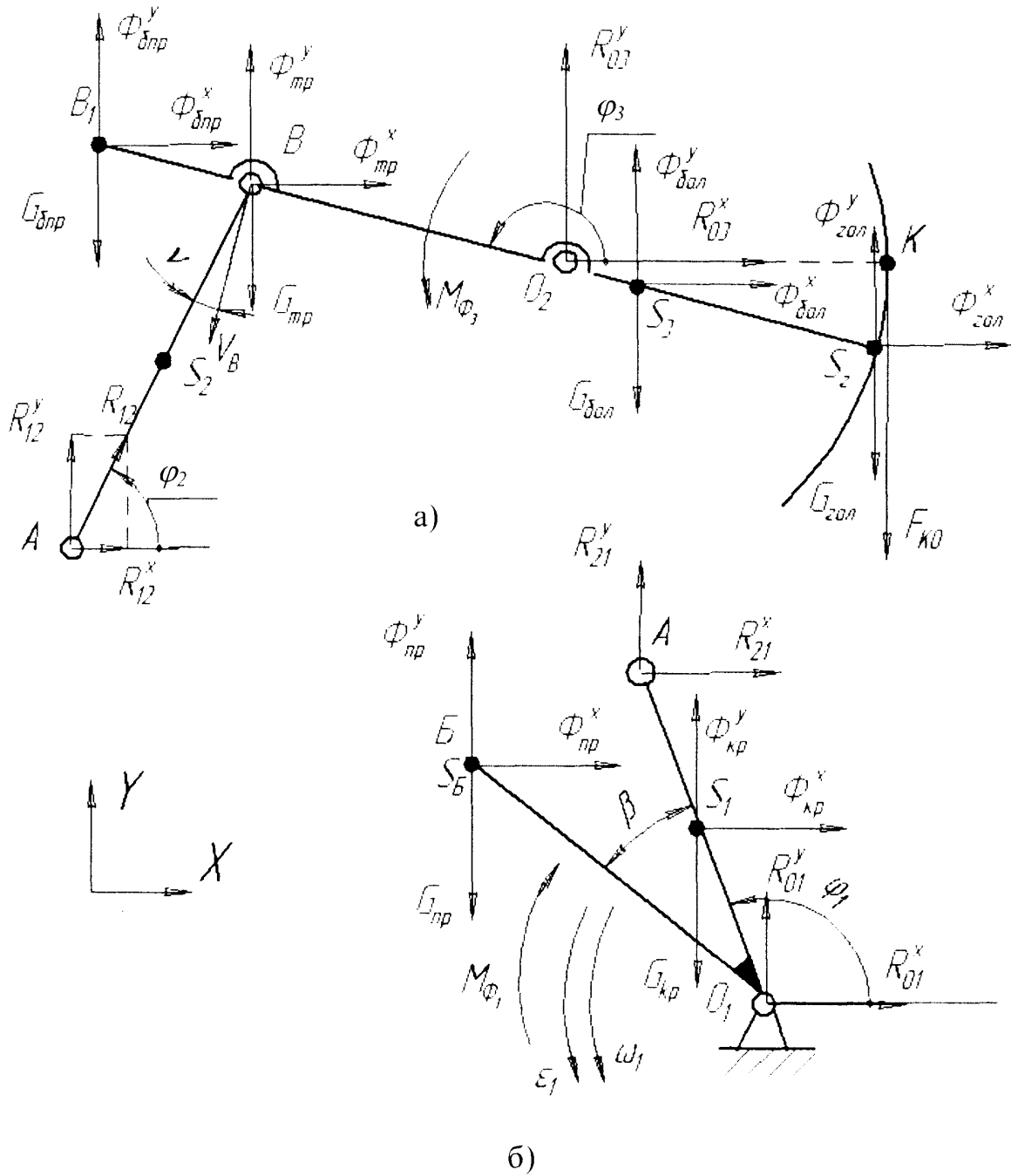


Рис. 2.12 Схема силового розрахунку виконавчого механізму двоплечого верстата-качалки:

- а) – структурної групи балансир – шатун;
 б) – кривошипа.

J_1^{36} - зведений до кривошипа момент інерції верстата-качалки:

$$J_1^{36} = J_0 + \frac{I}{24} \cdot (m_l \cdot r_{max}^2 + m_{np} \cdot r_l^2) + m_{\Sigma} \cdot \left(\frac{V_{SK}}{\omega_1} \right)^2 + J_3 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2, \quad (2.21)$$

де J_0 - момент інерції ротора двигуна і редуктора, приведений до вала кривошипа;

m_l, m_{np} - маси кривошипа та противаг, розміщених на ньому;

r, r_l - радіус кривошипа та відстань розміщення противаг;

m_{Σ} - сумарна маса деталей балансира, приведених в точку підвіски штанг;

V_{SK} - швидкість центру маси головки балансира;

ω_1, ω_3 - кутова швидкість кривошипа та балансира;

J_3 - момент інерції балансира відносно осі хитання балансира.

Силу, що діє в точці підвіски штанг попередньо приймаємо згідно ідеального закону зміни і в математичній моделі будемо визначати за наступними формулами: (рис. 2.13а):

$$\begin{aligned} F_{ко}^6 &= \left(F_{min} + \frac{S_{nl}}{\lambda} (F_{max} - F_{min}) \right), & \text{ділянка I} \\ F_{ко}^6 &= F_{max}, & \text{ділянка II} \\ F_{ко}^H &= \left(F_{max} + \frac{H - S_{nl}}{\lambda} (F_{min} - F_{max}) \right), & \text{ділянка III} \\ F_{ко}^H &= F_{min}, & \text{ділянка IV,} \end{aligned} \quad (2.22)$$

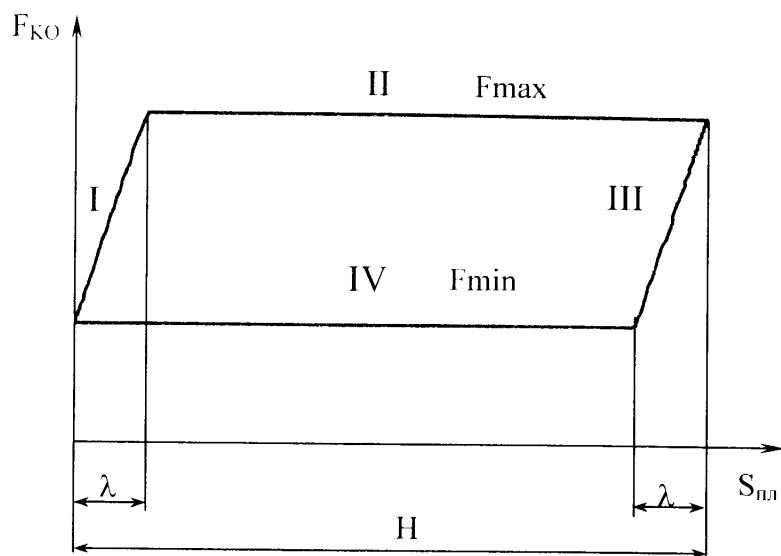
де F_{max}, F_{min} - максимальне та мінімальне навантаження точки підвіски штанг;

S_{nl} - переміщення плунжера від крайнього нижнього положення штанг;

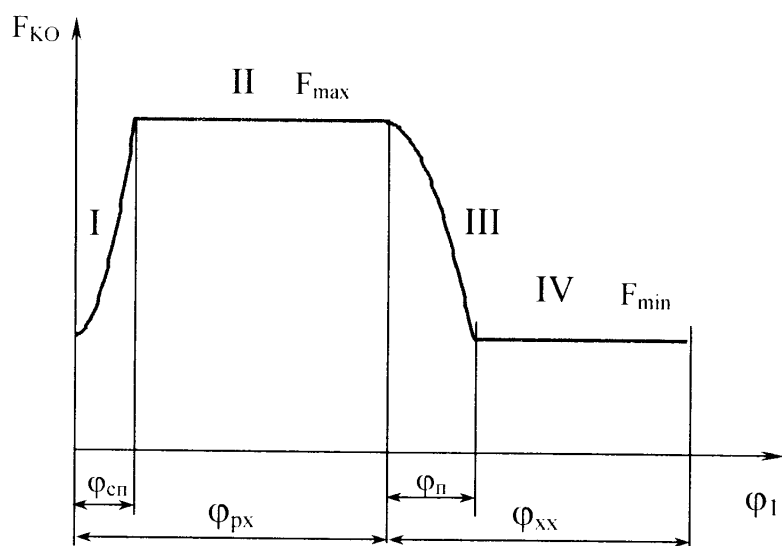
λ - деформація штанг та НКТ;

H - максимальна довжина ходу плунжера.

Оскільки переміщення плунжера є функцією кута повороту кривошипа, то можна побудувати залежність сили, що діє в точці підвіски штанг від кута повороту кривошипа (рис. 2.13б). Графік цієї залежності доцільніше використати для аналізу процесу навантаження верстата-качалки, оскільки він дає більше



a)



б)

Рис. 2.13 Залежність сили, що діє в точці підвіски штанг від:

а) – переміщення плунжера глибинного насоса;

б) – кута повороту кривошипа.

інформації про тривалість робочого та холостого ходу, дозволяє визначити кути повороту кривошипа, на протязі яких відбувається процес сприйняття та передачі навантаження з штанг на насосно-компресорні труби і навпаки.

Реакції в структурній групі 2-3 визначаємо склавши два рівняння рівноваги моментів сил $\sum M_B'' = 0$, $\sum M_B''' = 0$ по 2 та 3 ланці відносно внутрішньої кінематичної пари (т.В) і два рівняння суми сил $\sum F^x = 0$, $\sum F^y = 0$ в проекціях на осі X та Y.

Отримаємо систему з чотирьох рівнянь:

$$\begin{cases} R_{12}^x \cdot l \cdot \cos \varphi_2 - R_{12}^y \cdot l \cdot \sin \varphi_2 = 0, \\ R_{03}^y \cdot k \cdot \cos \varphi_3 + R_{03}^x \cdot k \cdot \sin \varphi_3 + (\Phi_{\text{зол}}^y - G_{\text{зол}}) \cdot (k + k_1) \cdot \cos \varphi_3 - \\ - F_{ko} \cdot (k \cdot \cos \varphi_3 + k_1) + \Phi_{\text{зол}}^x \cdot (k + k_1) \cdot \sin \varphi_3 = 0, \\ \Phi_{mp}^x + R_{12}^x + R_{03}^x + \Phi_{\text{зол}}^x = 0, \\ R_{12}^y + \Phi_{mp}^y - G_{mp} + R_{03}^y - G_{\text{бал}} + \Phi_{\text{зол}}^y - G_{\text{зол}} - F_{ko} = 0. \end{cases} \quad (2.23)$$

Розв'язавши систему рівнянь, визначимо значення проекцій реакцій:

$$\begin{cases} R_{12}^x = \frac{\sin \varphi_3 \cdot A + \cos \varphi_3 \cdot B - F_{ko} \cdot \frac{k_1}{k}}{\cos(\varphi_3 - \varphi_2)} \cdot \sin \varphi_2, \\ R_{12}^y = \frac{\sin \varphi_3 \cdot A + \cos \varphi_3 \cdot B - F_{ko} \cdot \frac{k_1}{k}}{\cos(\varphi_3 - \varphi_2)} \cdot \cos \varphi_2, \end{cases} \quad (2.24)$$

$$\text{де } A = \Phi_{\text{зол}}^x \cdot \frac{k_1}{k} - \Phi_{mp}^x,$$

$$B = G_{mp} - \Phi_{mp}^y + G_{\text{бал}} + \Phi_{\text{зол}}^y \cdot \frac{k_1}{k} - G_{\text{зол}} \cdot \frac{k_1}{k},$$

$$R_{03}^x = \frac{(F_{ko} - \Phi_{\text{зол}}^x \cdot \sin \varphi_3) \cdot \frac{k_1}{k} \cdot \sin \varphi_2 - (\Phi_{mp}^x + B) \cdot \cos \varphi_2 \cdot \cos \varphi_3}{\cos(\varphi_3 - \varphi_2)} - \frac{\Phi_{\text{зол}}^x \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2)}{\cos(\varphi_3 - \varphi_2)},$$

$$R_{03}^y = \frac{(F_{ko} + G_{\text{col}} - \Phi_{\text{col}}^y) \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + (G_{\text{col}} + G_{mp} + \Phi_{mp}^y) \cdot \sin \varphi_2 \cdot \sin \varphi_3}{\cos(\varphi_3 - \varphi_2)} +$$

$$+ \frac{\left((G_{\text{col}} - \Phi_{\text{col}}^y) \cdot \frac{k_1}{k} \cdot \cos \varphi_3 + \left(\Phi_{mp}^x - \Phi_{\text{col}}^x \cdot \frac{k_1}{k} \right) \cdot \sin \varphi_3 + F_{ko} \cdot \frac{k_1}{k} \right) \cdot \cos \varphi_2}{\cos(\varphi_3 - \varphi_2)},$$

Абсолютні значення реакцій визначаємо за формулами:

$$R_{03} = \sqrt{(R_{03}^y)^2 + (R_{03}^x)^2},$$

$$R_{12} = \sqrt{(R_{12}^y)^2 + (R_{12}^x)^2}.$$

Формулу (2.24) можна спростити, визначивши реакції через кут повороту балансира та кут тиску. Оскільки масою шатуна нехтуємо, то можна прийняти, що реакції в опорах А та В – однакові, тобто $R_{12} = R_{23}$ і, в будь-який момент часу, вони направлені вздовж шатуна АВ. Маса колони штанг та стовпа рідини зводиться в точку підвіски штанг [74], то масу траверси, тіла та головки балансира також приводимо в цю точку :

$$m_{\Sigma} = \frac{m_{mp} \cdot k + m_{\bar{o}} \cdot (k - k_1) - m_{\text{col}} \cdot k_1}{k_1}, \quad (2.25)$$

де $m_{mp}, m_{\bar{o}}, m_{\text{col}}$ - маса траверси, тіла та головки балансира.

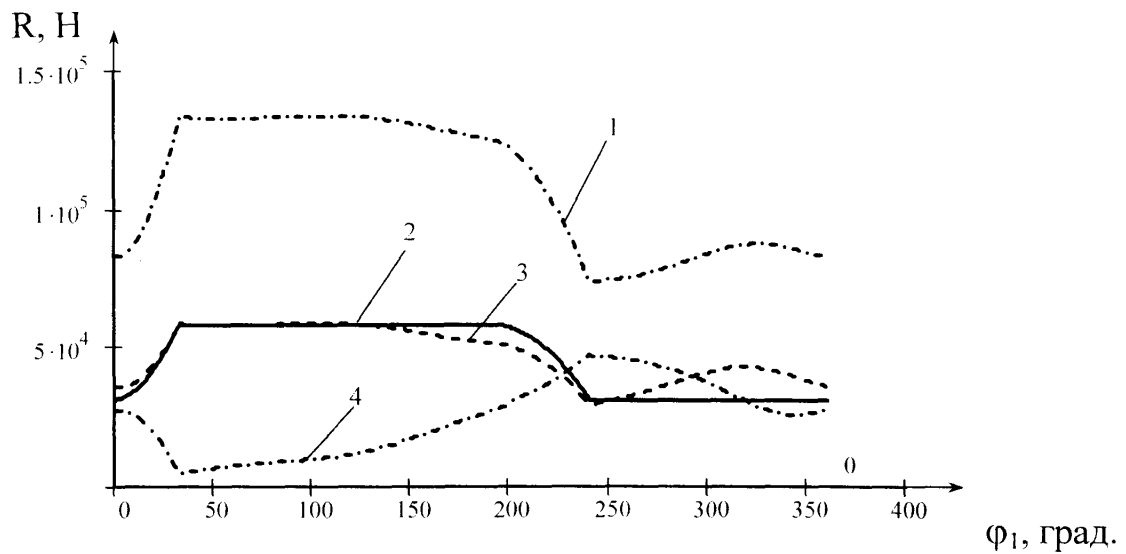
Таким чином, реакції R_{12} та R_{03} запишуться як:

$$R_{12} = \frac{k_1}{k} \cdot \frac{(F_{ko} + m_{\Sigma} \cdot g) \cdot \cos(\pi - \varphi_3)}{\cos(\nu)},$$

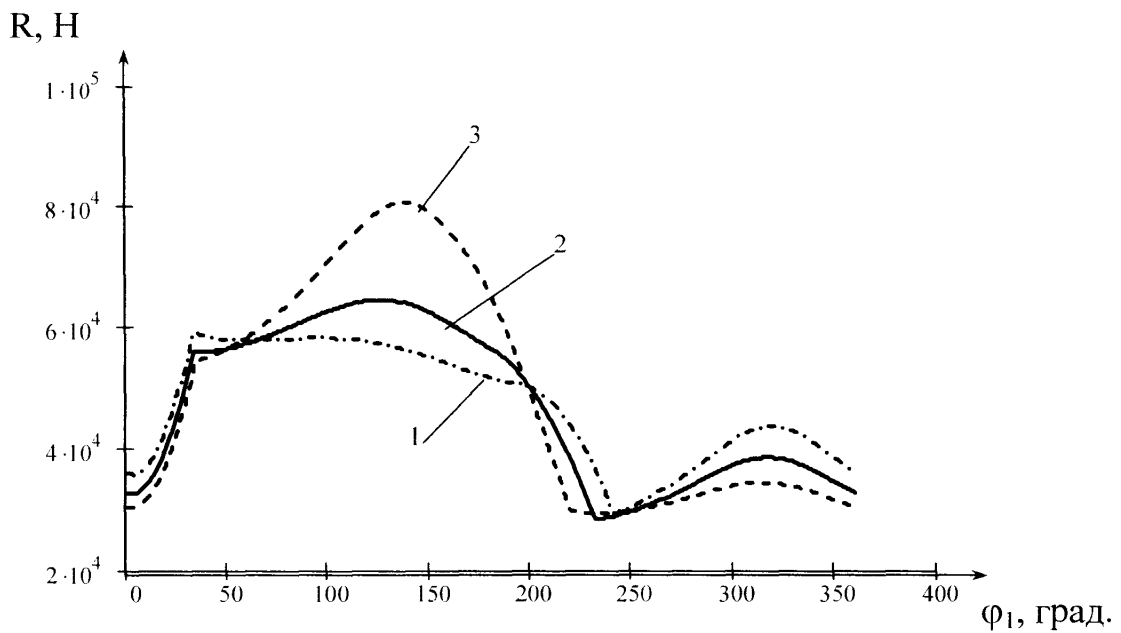
$$R_{03} = \frac{R_{12} \cdot (k + k_1)}{k_1}. \quad (2.26)$$

Графіки залежності абсолютних значень реакцій виконавчого механізму двоплечого верстата-качалки від кута повороту кривошипа показано на рис. 2.14. Для порівняння наведено значення сили корисного опору (графік 2).

З аналізу графіка видно, що для двоплечого верстата-качалки реакція R_{12} , що діє в з'єднанні шатуна з кривошипом, має значення та форму близьку до сили корисного опору, а найбільш навантаженою є опора балансира.



а) -



б)

Рис. 2.14 Залежність абсолютних значень реакцій від кута повороту кривошипа:

а) – при порівнянні реакцій, що діють в опорах виконавчого механізму:

1 – R_{03} – опори балансира;

2 – сила, що діє в точці підвісу штанг;

3 – R_{12} – в з'єднанні шатуна з балансиром та кривошипом;

4 – R_{01} – опори кривошипа

б) R_{12} – для схем механізму:

1 – від'ємного дезаксіалу;

2 – аксіального;

3 – додатнього дезаксіалу.

На рис. 2.14б проведено порівняння реакцій R_{12} для верстатів-качалок аксіальної та дезаксіальної схеми. При однаковому навантаженні точки підвіски штанг найбільше значення реакцій відповідає схемі верстата-качалки з додатнім дезаксіалом.

Момент, який діє на валу кривошипа, також можна записати з використанням спрощеної формули (2.26) (рис. 2.2):

$$M_{кр} = \frac{k_l \cdot r_l}{k} \cdot \frac{(F_{ko} + m_{\Sigma} \cdot g) \cdot \cos(\pi - \varphi_3) \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\cos(\nu)} + M_{пр}, \quad (2.27)$$

де $M_{пр} = \left(G_{пр} \cdot r_1 + G_{кр} \cdot \frac{r_{max}}{2} \right) \cdot \cos \varphi_1$ - момент, створений противагами та вагою кривошипа, при кривошипному зрівноважуванні;

$G_{пр}, G_{кр}$ - вага кривошипа та противаг.

За допомогою формули (2.27) можна проводити аналіз впливу геометричних та масових параметрів виконавчого механізму на механічну характеристику крутного моменту кривошипа (рис. 2.15а).

Верстат-качалка якісно зрівноважений в тому випадку, коли максимумами крутних моментів для ходу точки підвіски штанг вгору M_1^{max} та для її ходу вниз M_2^{max} будуть однаковими. В тому випадку, коли зрівноважуючий момент, що створюють противаги недостатній, максимум крутного моменту кривошипа для ходу вгору M_1^{max} буде перевищувати відповідне значення максимуму для ходу вниз – верстат-качалка буде недозрівноважений (рис. 2.15б). І навпаки, якщо зрівноважуючий момент перевищує необхідне значення – максимум для ходу вгору буде менший, ніж максимум для ходу вниз – верстат-качалка буде перезрівноважений (рис. 2.15в).

Якісне зрівноважування штангової глибинної установки впливає на роботу привідного двигуна та редуктора. Найменше споживання електроенергії двигуном відповідає мінімуму середньоквадратичного відхилення крутного моменту кривошипа [27], а також характеризується коефіцієнтом форми крутного моменту [32]:

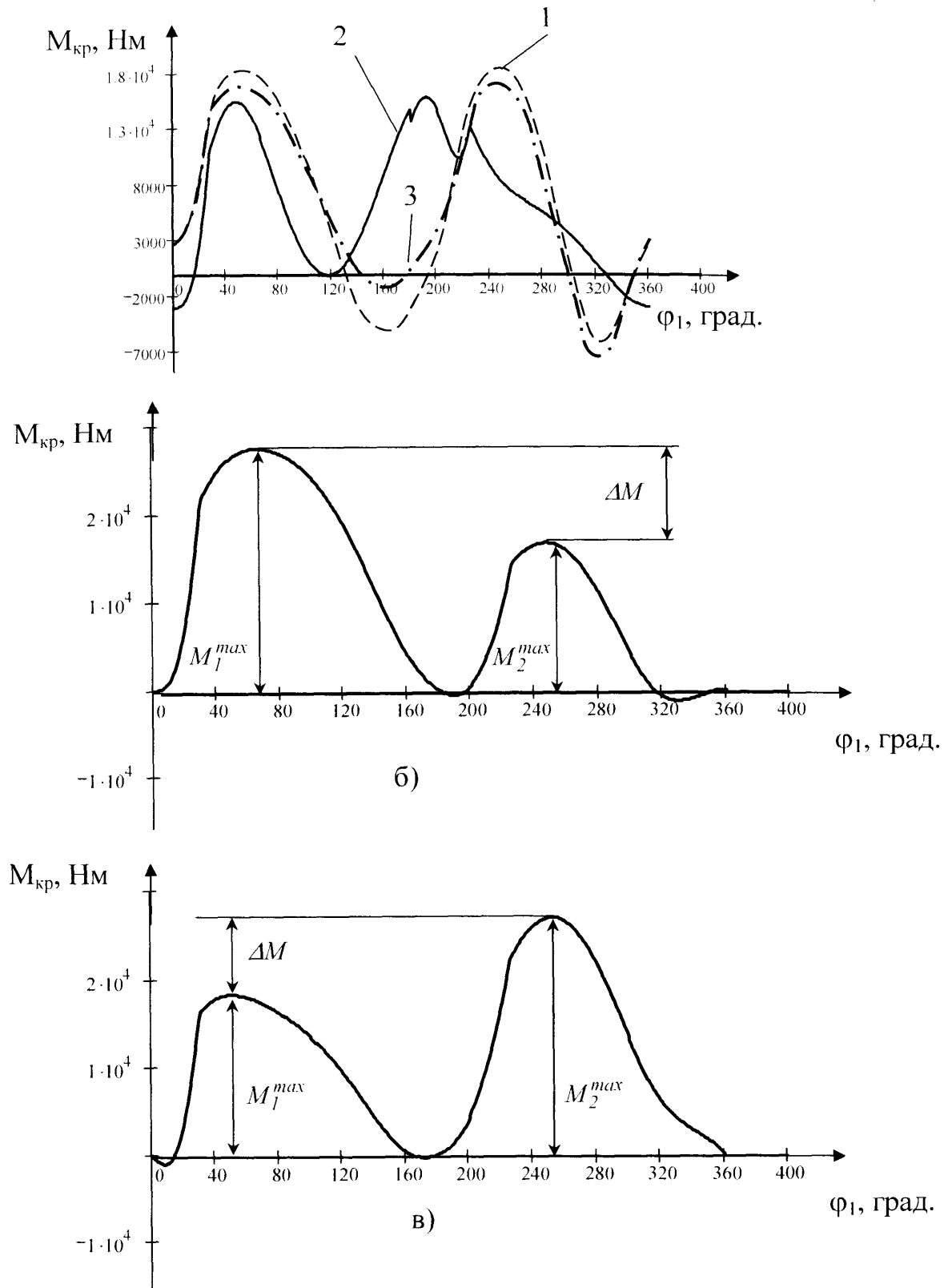


Рис. 2.15 Форма графіків крутного моменту кривошипа:

- а) – якісно зрівноваженого верстата-качалки:
1- аксіальної схеми; 2-з додатнім дезаксіалок; 3 – з від'ємним дезаксіалом
- б) – недозрівноваженого верстата-качалки;
- в) – перезрівноваженого верстата-качалки

$$k_{\phi} = 1.11 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{G_{np}^{36}}{G_{pii}} \right)^2 \cdot H^2 \cdot (c_1 + c_2 \cdot n^2)^2}, \quad (2.28)$$

де G_{np}^{36} - вага кривошипних противаг, приведених в точку підвіски штанг;

G_{pii} - вага стовпа рідини в трубах НКТ;

H - дійсна довжина ходу плунжера глибинного насосу;

c_1, c_2 - коефіцієнти, що залежать від конкретного типу верстата-качалки;

n - число хитань балансира за робочий цикл.

З формули (2.28) слідує, що зрівноважування верстата-гойдалки потрібно забезпечувати як можна меншою вагою противаг. При виборі режимів відкачки потрібно враховувати вплив чисел качань та довжини ходу на коефіцієнт форми крутного моменту.

При порушенні зрівноважування необхідна відстань на яку потрібно пересунути кривошипні противаги, визначається за формулою:

$$\Delta l_{np} = \frac{\Delta M}{G_{np}} \quad (2.29)$$

де $\Delta M = \frac{M_1^{\max} - M_2^{\max}}{2}$ - відхилення максимумів крутних моментів,

додатне при недозрівноваженому верстаті-качалці, від'ємне при перезрівноваженому.

Нормальна робота зубчатих передач редуктора вимагає відсутності від'ємної частини крутного моменту, якнайменшого числа змін його знаку та мінімізації від'ємної частини. Умови нормальної роботи редуктора та оптимальної роботи електродвигуна часто можуть вимагати різної форми графіка крутного моменту кривошипа, оскільки зменшення від'ємної частини редуктора можна досягти за рахунок збільшення одного з максимумів його додатної частини.

Так, розглядаючи графіки механічної характеристики зрівноважених верстатів-качалок аксіальної та дезаксіальних схем (рис. 2.15а) можна

відзначити, що мінімальне середньоквадратичне відхилення моменту є у схеми з додатнім дезаксіалом, найменший від'ємний момент відповідає аксіальній схемі.

2.3.2 Аналіз впливу довжини переднього та заднього плечей балансира

Розглянемо вплив співвідношень переднього та заднього плеча балансира на крутний момент кривошипа. Порівняння проведемо для схеми з нульовим дезаксіалом при умові постійної довжини ходу плунжера заглибного насоса. Для цього розглянемо три варіанти співвідношення довжин плеч балансира: $k/k_1 = 1$; $k/k_1 = 1.4$; $k/k_1 = 0.7$.

Кінематичні та силові характеристики для першого випадку приймемо за базові (табл. 2.4). Графіки крутного моменту кривошипа для схем з різними довжинами плечей балансира показані на рис. 2.16.

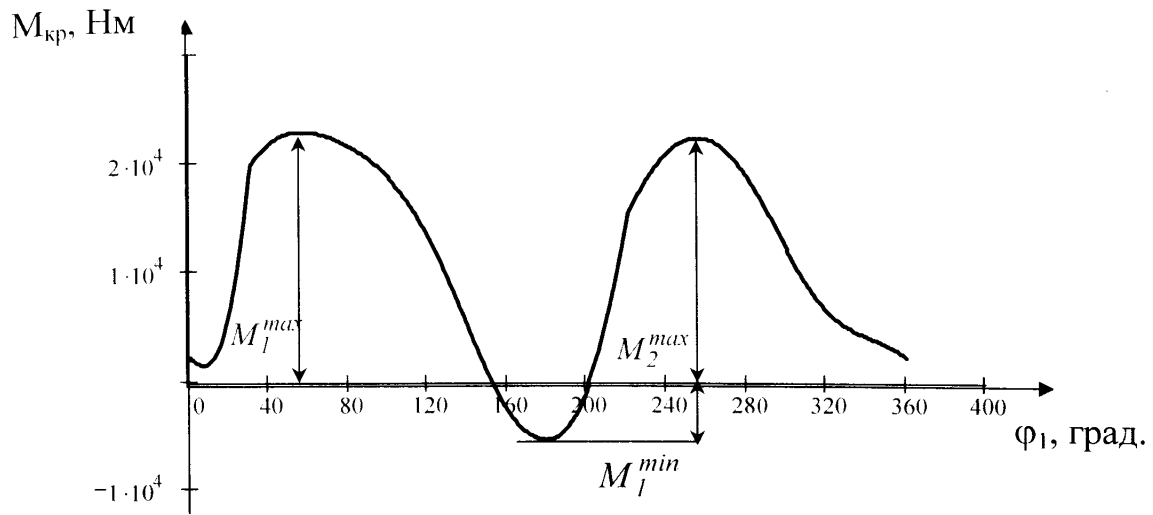
Збільшення заднього плеча балансира на 40% приведе до зростання розмірів кривошипа на 38% та координати розміщення осі кривошипа на 42%. При цьому погіршуються кінематичні характеристики – зростає швидкість та прискорення точки підвіски штанг. Збільшуються максимуми крутного моменту: на 9% для додатного значення та на 80% - від'ємного.

Збільшення переднього плеча балансира до співвідношення $k/k_1=0.7$ приведе до зменшення довжини кривошипа на 28%. Покращаться кінематичні характеристики. Внаслідок цього зміниться форма графіка крутного моменту кривошипа, його максимуми зменшаться: додатна частина на 8%, від'ємна – на 60%.

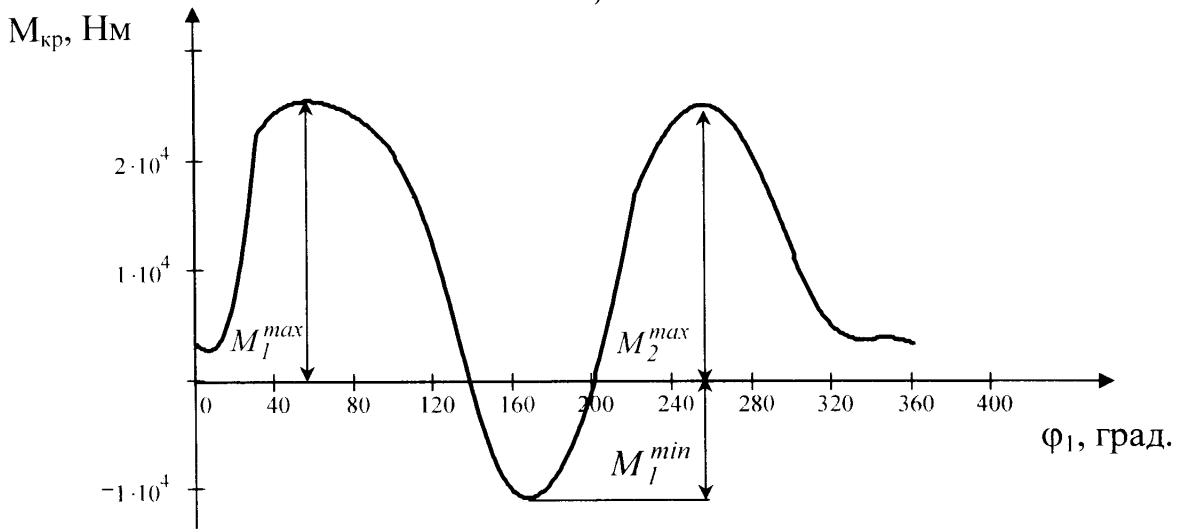
Таблиця 2.4

Вплив довжини плеч балансира на кінематичні параметри

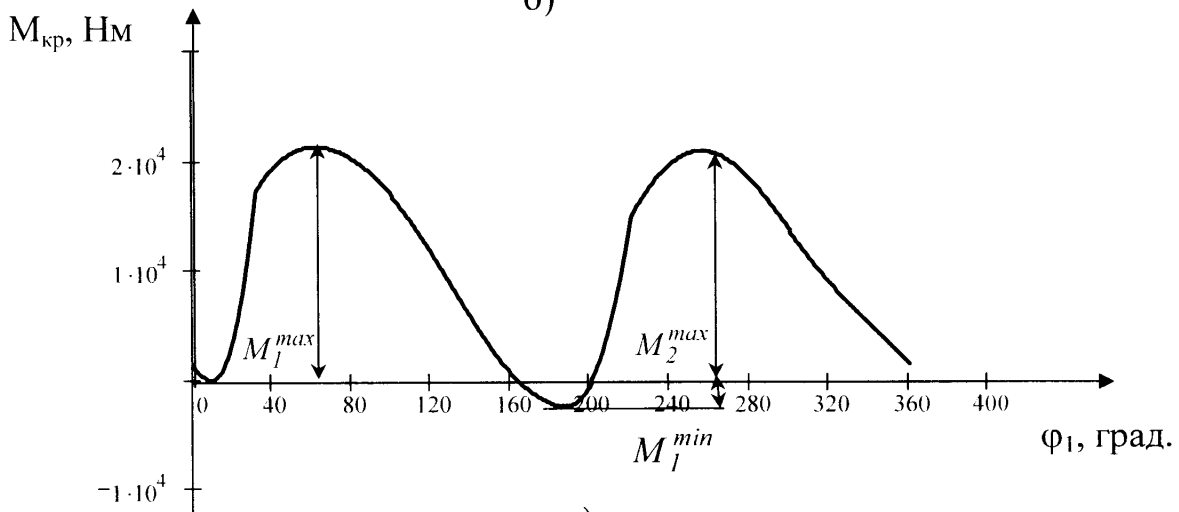
| Кінематичні параметри | $k/k_1 = 1$ | $k/k_1 = 1.4$ | $k/k_1 = 0.7$ |
|--------------------------|-------------|---------------|---------------|
| r , м | 1.2 | 1.66 | 0.85 |
| Хід вгору | | | |
| V_K , м/с | 1.06 | 1.09 | 1.04 |
| a_K , м/с ² | 1.3 | 1.4 | 1.14 |
| Хід вниз | | | |
| V_K , м/с | 1.15 | 1.25 | 1.07 |
| a_K , м/с ² | 1.4 | 1.57 | 1.17 |



а)



б)



в)

Рис. 2.16 Вплив співвідношення довжини плечей балансира на крутний момент кривошипа двоплечого верстата-качалки:

- а) - аксіальної схеми при $k/k_1=1$;
- б) - аксіальної схеми при $k/k_1=1.4$;
- в) - аксіальної схеми при $k/k_1=0.71$.

Висновки

1 Кінематичний аналіз, який проводиться при синтезі виконавчого механізму верстата-качалки, необхідно проводити, не тільки користуючись значенням безрозмірних кінематичних параметрів r/l , r/k , k/k_1 , але й враховуючи значення кутів дезаксіалу та тиску.

2 Значення кута дезаксіалу характеризує схему виконання верстата-качалки та дозволяє вибрати раціональний напрям обертання кривошипа.

3 Тільки схема з додатнім дезаксіалом може забезпечити рівність максимумів швидкості точки підвіски для робочого та холостого ходів.

4 Користуючись значенням кута тиску, можна значно спростити розрахункову формулу для визначення реакцій в опорах верстата-качалки та крутного моменту, що діє на кривошипному валу.

5 Використання залежності силових параметрів від кута повороту кривошипа верстата-качалки дозволяє отримати більш повну інформацію при виконанні аналізу навантаження виконавчого механізму, на відміну від традиційного використання залежності навантаження від ходу точки підвіски штанг.

6 Аналіз стану зрівноваженості верстата-качалки за допомогою графіка механічної характеристики - крутного моменту кривошипа, необхідно проводити з врахуванням схеми виконавчого механізму.

РОЗДІЛ 3

ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИК НАЗЕМНОГО ТА ГЛИБИННОГО ОБЛАДНАННЯ НА ЗМІНУ КРУТНОГО МОМЕНТУ КРИВОШИПА ДВОПЛЕЧИХ ВЕРСТАТИВ-КАЧАЛОК

Для визначення впливу на крутний момент кривошипа геометричних, силових та експлуатаційних характеристик глибокої насосної установки, проведемо його розрахунок на повній математичній моделі.

При цьому будемо враховувати:

1. Характеристики глибокого та наземного обладнання:

- 1.1 Діаметр штанг та плунжера глибокого насоса;
- 1.2 Глибину підвіски;
- 1.3 Довжину ходу плунжера;
- 1.4 Кількість качань верстата-качалки в хвилину.

2. Експлуатаційні характеристики:

- 2.1 Густина газорідної суміші в свердловині;
- 2.2 Висота динамічного рівня рідини в експлуатаційній колоні;
- 2.3 Технічний стан глибокого насоса.

Вплив кінематичних характеристик виконавчого механізму проаналізовано в попередніх розділах.

При дослідженні руху верстата-качалки зручно всі сили, що діють на ланки механізму, замінити силами, приведеними до кривошипа. Приведення сил та мас виконуємо з умови рівності потужностей реального та замінюючого механізмів [73].

Розрахунок крутного моменту кривошипа проведемо за формулою:

$$M_{кр} = \frac{F_{ko} \cdot V_K}{\omega_l} \cdot \cos(\alpha) - M_{np}, \quad (3.1)$$

де F_{ko} - сила, що діє в точці підвісу штанг;

V_K - швидкість точки підвісу штанг;

ω_l - кутова швидкість кривошипа;

α - кут між напрямком дії сили F_{ko} та швидкістю точки підвіски штанг V_k , який при ході вгору складає 180^0 , при ході вниз 0^0 ;

M_{np} - зрівноважуючий момент, що створюють противаги з врахуванням масових характеристик деталей ланок верстата-гойдалки.

Для аналізу впливу характеристик глибинного обладнання на крутний момент кривошипа проаналізуємо першу частину формули (3.1) – значення приведенного до кривошипу моменту від сили корисного опору. З врахуванням формули 2.13 він запишеться як:

$$M_{зв} = \pm F_{ko} \cdot \Pi'_3 \cdot k_l, \quad (3.2)$$

де F_{ko} - значення сили, що діє в точці підвіски штанг, при цьому момент додатний при її русі вгору;

$\Pi'_3 = \frac{\omega_3}{\omega_1}$ - перша передаточна функція балансира, яка визначається за формулою (2.9).

Значення сили корисного опору визначається згідно формули (1.1). Але оскільки складові $F_{вібрН}, F_{вібрВ}, F_{терН}, F_{терВ}$ незначні, і в умовах експлуатації вертикальних свердловин не перевищують 5% від значення $F_{ctВ}, F_{ctН}$, тому в подальших розрахунках їх не враховуємо [17].

Для визначення впливу параметрів глибинного обладнання запишемо максимальні значення навантажень через вагу рідини та штанг вважаючи, що вони рухаються з прискоренням, яке відповідає прискоренню точки підвіски штанг:

$$F_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot (g \pm a) \cdot \left[L_{нас} \cdot d_{шт}^2 \cdot \rho_{шт} \cdot b_{арх} + H_{дин} \cdot d_{нл}^2 \cdot \rho_p \right] + \frac{\pi}{4} \cdot d_{нл}^2 \cdot (p_c - \Delta p_{кл}^g - p_{св}), \quad (3.3)$$

$$F_{min} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[L_{нас} \cdot \rho_{шт} \cdot (g \pm a) \cdot d_{шт}^2 \cdot b_{арх} - (d_{нл}^2 - d_{кл}^2) \cdot (p_{св} + p_c + \Delta p_{кл}^H) \right], \quad (3.4)$$

де g - гравітаційне прискорення;

a - прискорення точки підвіски штанг;

$L_{нас}$ - глибина підвіски насоса;

$d_{шт}, d_{пл}, d_{кл}$ - діаметри штанг, плунжера та отворів впускного та нагнітального клапанів глибинного насоса;

$\rho_{шт}, \rho_p$ - густина матеріалу штанг та рідини;

$b_{арх}$ - коефіцієнт, що враховує зменшення ваги занурених в рідину свердловини;

$H_{дин}$ - динамічний рівень рідини в експлуатаційній колоні;

$p_c, p_{св}$ - лінійний тиск рідини на гирлі свердловини та тиск газу над рідиною в свердловині;

$\Delta p_{кл}^6, \Delta p_{кл}^H$ - втрата тиску у впускному та нагнітальному клапанах.

Важливість розрахунку навантаження точки підвіски штанг з врахуванням найбільшої кількості параметрів СШНУ демонструє рис.3.1. Як видно, проведення розрахунків без врахування реальної густини рідини, динамічного рівня, гирлового та затрубного тисків, приводить до похибки, яка може досягати 40%.

Підставивши значення F_{max}, F_{min} в (3.2), отримаємо формулу залежності крутного моменту кривошипа від основних параметрів глибинного та наземного обладнання:

При русі точки підвіски штанг вгору:

$$M_{зв}^B = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{r \cdot k_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\kappa \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} \cdot \left\{ (g \pm a) \cdot \left[L_{нас} \cdot d_{шт}^2 \cdot \rho_{шт} \cdot b_{арх} + H_{дин} \cdot d_{пл}^2 \cdot \rho_p \right] + d_{пл}^2 \cdot (p_c - \Delta p_{кл}^6 - p_{св}) \right\} \quad (3.5)$$

При русі точки підвіски штанг вниз:

$$M_{зв}^H = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{r \cdot k_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\kappa \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} \cdot \left[L_{нас} \cdot \rho_{шт} \cdot (g \pm a) \cdot d_{шт}^2 \cdot b_{арх} - (d_{пл}^2 - d_{кл}^2) \cdot (p_{св} + p_c + \Delta p_{кл}^H) \right] \quad (3.6)$$

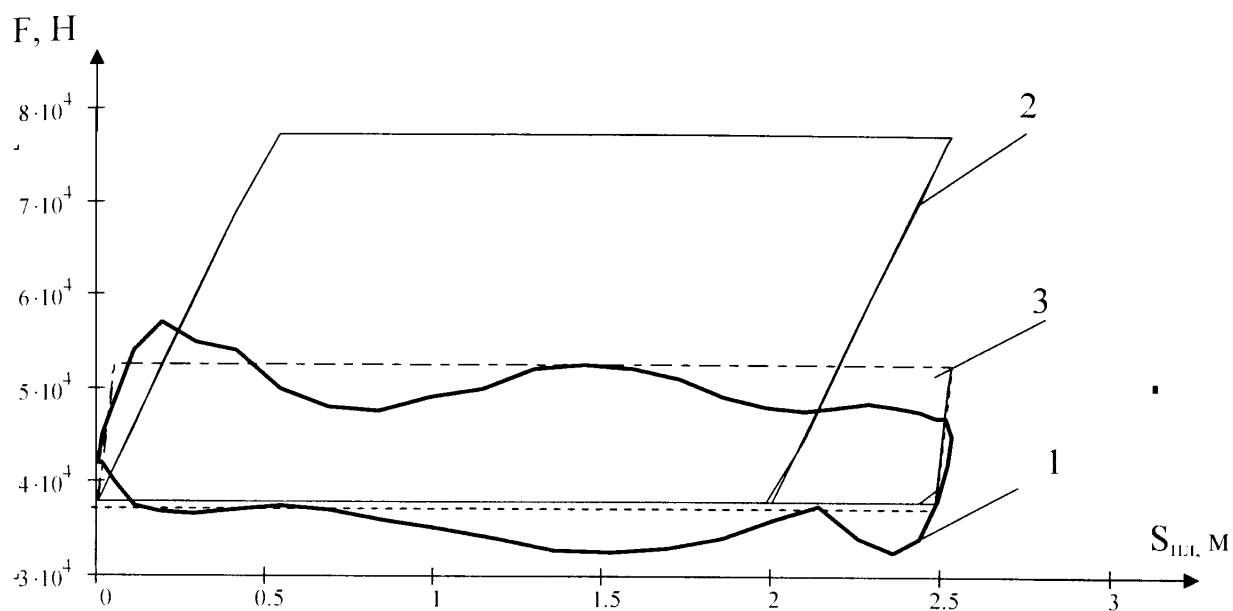


Рис. 3.1 Графіки залежності сили, що діє в точці підвіски штанг, від ходу плунжера:

- 1 – дійсної, отриманої за допомогою гідравлічного динамографа;
- 2 – теоретичної, визначеної за спрощеними формулами;
- 3 – теоретичної, визначеної з врахуванням тиску на гирлі свердловини, густини рідині та висоті динамічного рівня рідини

Перша частина формул характеризує вплив геометричних характеристик виконавчого механізму верстата-гойдалки, друга – глибинного обладнання та характеристик газорідинної суміші в свердловині.

3.1. Режими роботи верстатів-качалок

Режим роботи верстата-качалки може бути статичним і динамічним.

Для визначення закону зміни динамічного навантаження в залежності від кінематичних параметрів верстата-качалки та глибинного обладнання запишемо силу інерції від маси колони штанг та стовпа рідини, що знаходиться над плунжером глибинного насоса, як:

$$F_{ин} = m_{\Sigma} \cdot a_K, \quad (3.7)$$

де $m_{\Sigma} = m_{штм} + m_{рід}$ - маса, яка враховується при русі вгору;

$m_{\Sigma} = m_{штм}$ - при русі штанг вниз;

$m_{штм}$ - маса колони штанг, зануреної в рідину;

$m_{рід}$ - маса рідини, що знаходиться над плунжером глибинного насоса;

a_K - прискорення точки К головки балансира.

Для визначення впливу прискорення на інерційне навантаження запишемо лінійне прискорення точки підвіски штанг через кутове прискорення балансира:

$$a_K = \varepsilon_3 \cdot k_1 = (P_3'' \cdot \omega_1^2 + \varepsilon_1 \cdot P_3') \cdot k_1, \quad (3.8)$$

де ε_3 , k_1 - кутове прискорення та довжина переднього плеча балансира верстата-качалки;

P_3' , P_3'' - перша та друга передаточні функції балансира, які визначаються за формулами (2.9), (2.10).

Прийнявши, для перманентного руху, що кривошип рухається з постійною кутовою швидкістю, тобто $\omega_1 = const$ і $\varepsilon_1 = 0$ та записавши кутову швидкість кривошипа через частоту обертання, отримаємо формулу для аналізу впливу чисел качань на прискорення точки підвіски штанг:

$$a_K = \frac{\pi^2}{9000} \cdot \Pi_3'' \cdot n_l^2 \cdot k_l. \quad (3.9)$$

З формули (3.9) видно, що зміна прискорення точки підвіски штанг, а отже й сили інерції, відбувається відповідно до другої передаточної функції балансира, та пропорційна квадрату чисел качань та довжині переднього плеча. При розрахунку значення динамічної складової навантаження точки підвіски штанг треба врахувати, що маса приведена в цю точку є змінною. Тому необхідно враховувати процес передачі маси рідини з НКТ на штанги при їх русі вгору та навпаки при русі штанг вниз.

Цей процес характеризується кутами φ_{cn} , φ_n - сприйняття та передачі ваги рідини (рис. 3.2а). Ці кути аналогічні коефіцієнту втрати ходу плунжера [23], який використовується при побудові динамограм:

$$\lambda = \frac{G_{pid} \cdot L_{nac}}{E} \cdot \left(\frac{1}{A_{шт}} + \frac{1}{A_{mp}} \right), \quad (3.10)$$

де G_{pid} – вага рідини, що знаходиться в колоні НКТ над плунжером;

L_{nac} – глибина підвіски насоса; E – модуль пружності матеріалу штанг;

$A_{шт}$, A_{mp} – площа поперечного перерізу штанг та НКТ.

Максимальне динамічне навантаження при ході вгору буде діяти тоді, коли $\varphi_{cn} \Rightarrow 0$, тобто на невеликих глибинах. В цьому випадку маса рідини швидко передається на штанги, а в точці підвіски штанг діє значне прискорення. Збільшенні кута сприйняття навантаження відбувається при зростанні глибини розміщення штангового насоса або його діаметра.

На рис. 3.2б,в приведені теоретичні динамограми, побудовані для чисто статичного навантаження та з врахуванням динамічної складової. Розрахунки виконані для насоса діаметром 44мм, при частоті хитань балансира – 6,6кач./хв. для глибини підвіски 700м та 2000м. Як видно, зростання втрати ходу приводить до зменшення залежності максимального навантаження від динамічної складової, тому на великих глибинах – близько 2000м, навантаження точки підвіски штанг можна визначати за статичними складовими.

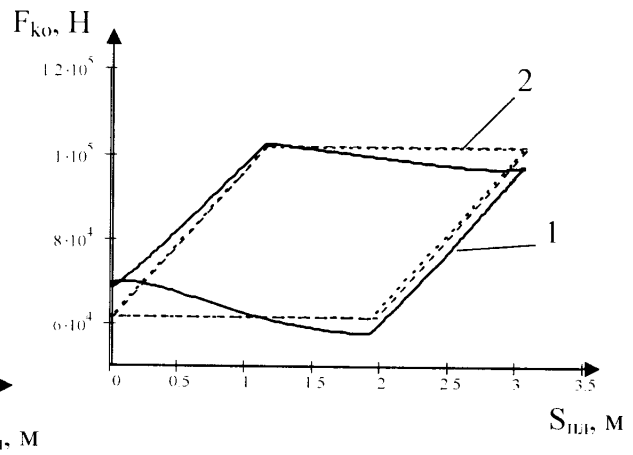
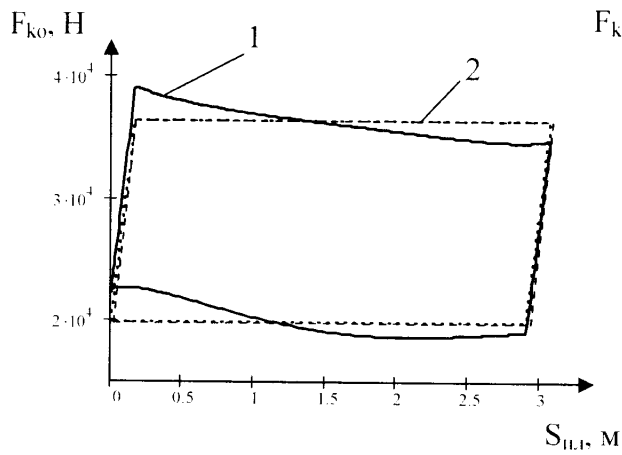
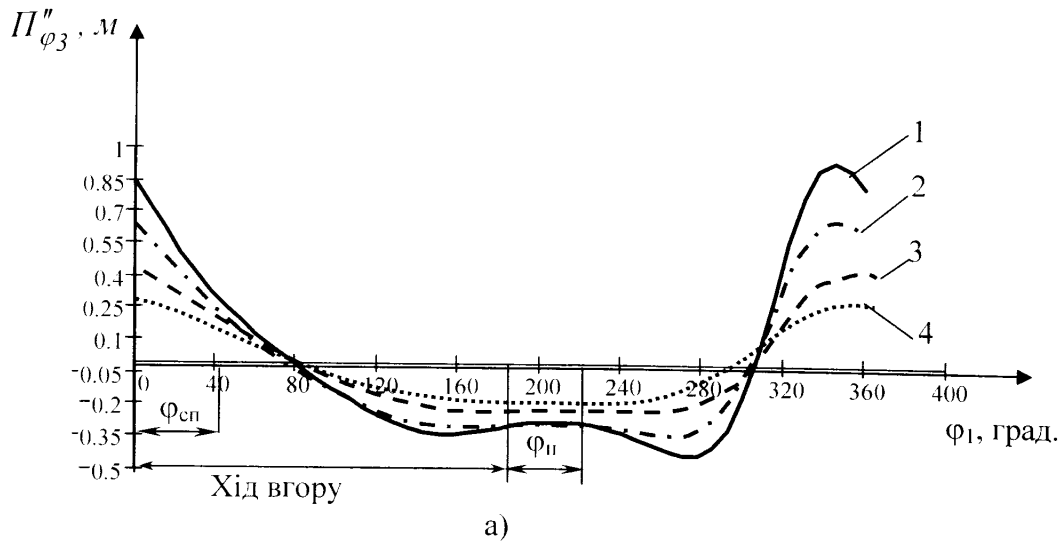


Рис. 3.2 Визначення впливу динамічної складової:

а) - залежність передаточної функції балансира від ходу плунжера глибинного насоса:

1- довжина ходу 3м; 2 - довжина ходу 2м; 3 - довжина ходу 1.5м; 4 - довжина ходу 1м;

б), в) – теоретичні динамограми для 44мм насоса для глибини 700м та 2000м побудовані при числі качань балансира- 6.6 кач./хв- :

1 – статична, 2 - динамічна

Негативний вплив сили інерції при русі вниз пояснюється тим, що вона сприяє зменшенню мінімального навантаження на початку ходу точки підвіски штанг вниз. Це суттєво для верстатів-качалок з балансирним та комбінованим зрівноважуванням, оскільки розрахунок необхідної ваги балансирних противаг базується на значенні мінімального зусилля.

Для визначення впливу прискорення на навантаження точки підвіски штанг зручно скористатись значенням коефіцієнта динамічності [75]:

$$K_{\partial} = \frac{F_{дин}^{max}}{F_{ст}^{max}} \quad (3.11)$$

де $F_{ст}^{max}$ - максимальне навантаження визначене при врахуванні тільки статичної складової ;

$F_{дин}^{max}$ - максимальне навантаження, визначене при врахуванні додаткового динамічного навантаження.

Максимальні значення сили, що діє в точці підвіски штанг, будуть визначатись за формулами:

$$F_{max} = F_{ст}^B \cdot K_d^B ; \quad (3.12)$$

$$F_{min} = F_{ст}^H \cdot K_d^H ; \quad (3.13)$$

де $F_{ст}^B$, $F_{ст}^H$ - статичні навантаження при русі штанг вгору та вниз:

$$F_{ст}^B = G'_{шт} + G_{рід} - F_{ц} ; \quad (3.14)$$

$$F_{ст}^H = G'_{шт} - F_{ц} ; \quad (3.15)$$

$G'_{шт}$ - вага колони штанг, занурених в рідину;

$G_{рід}$ - сила гідростатичного тиску стовпа рідини, що знаходиться в НКТ на плунжер;

$F_{ц}$ - зусилля на плунжер глибинного насоса з сторони стовпа рідини, яка знаходиться за трубами НКТ.

Згідно формул (3.5), (3.6), (3.9), (3.12) та (3.13) основними змінними параметрами обладнання СШГНУ, які впливають на коефіцієнт динамічності, а отже й на режим роботи верстата-качалки, виступають:

- а) кількість качань балансира ($6 \leq n \leq 14$ кач./хв);
- б) довжина ходу точки підвіски штанг ($0.5 \leq H \leq 4$ м);
- в) глибина підвіски насоса ($600 \leq L_{нас} \leq 3000$ м);
- г) діаметр штанг та плунжера ($16 \leq d_{шт} \leq 25$ мм, $28 \leq d_{пл} \leq 95$);
- д) густина рідини в свердловині ($200 \leq \rho_p \leq 1050$ кг/м³);
- е) динамічний рівень рідини в свердловині ($0 \leq H_{дин} \leq L_{нас}$);
- ж) гирловий (лінійний) тиск та тиск газу в свердловині ($0.1 \leq p_c \leq 0.6$ МПа, $0.1 \leq p_{cv} \leq 5$ МПа).

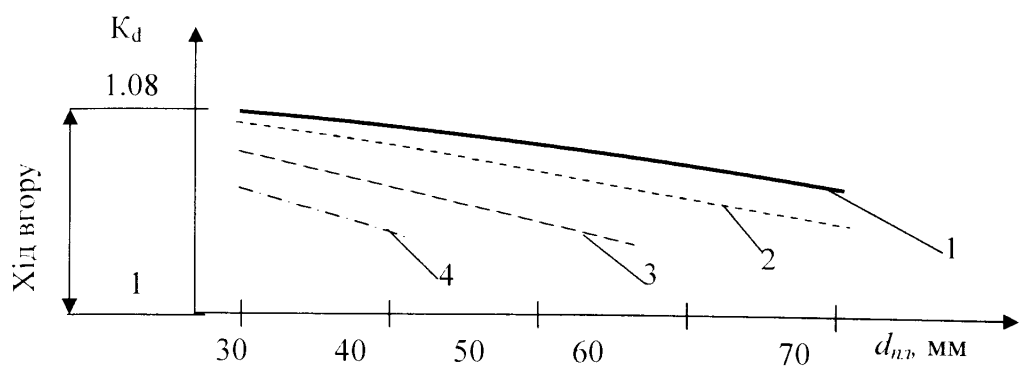
Параметри а) – г) - регульовані, тобто значення їх задається при виборі необхідного режиму відкачки і залишається постійним під час заданого періоду роботи верстата-качалки. Параметри д) - ж) залежать від стану газорідинної суміші в свердловині і можуть змінюватись в процесі її експлуатації.

Розглянемо залежність навантаження приводу від постійних параметрів.

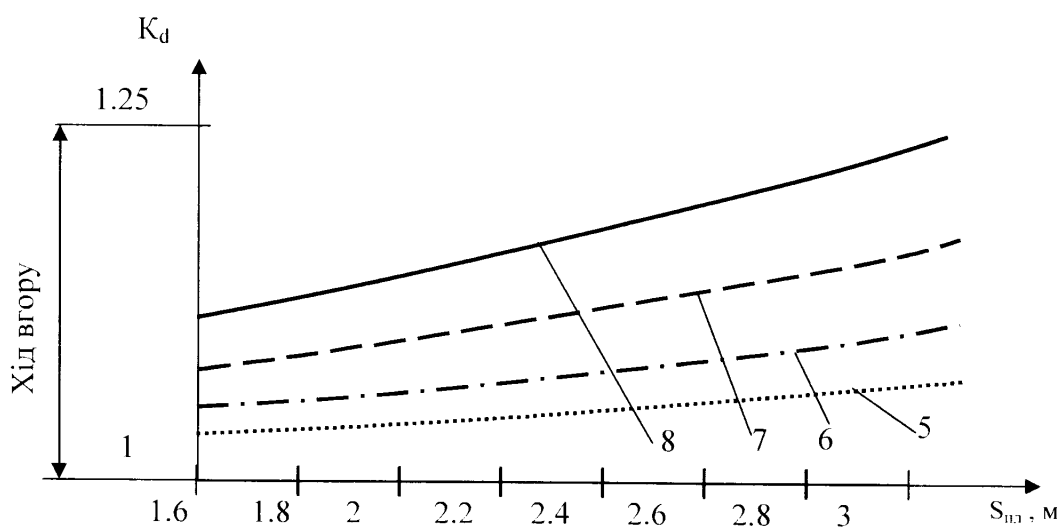
При цьому будемо вважати, що змінні параметри приймають значення, які забезпечують мінімальне навантаження приводу верстата-гойдалки: $\rho_p = 1050$ кг/м³; $H_{дин} = 0$; $p_c = 0.1$ МПа; $p_{cv} = 0.1$ МПа.

На рис. 3.3 побудовані графіки залежності коефіцієнту динамічності від параметрів, які мають визначальний вплив на зміну його значення: діаметра плунжера глибинного насоса та чисел качань балансира. Графіки побудовані з врахуванням максимально можливої глибини підвіски насосів певного діаметра, що пов'язано з їх технічними характеристиками [17].

Відповідно до рис. 3.3а коефіцієнт динамічності зменшується при зростанні глибини підвіски насоса та збільшенні діаметра плунжера. Для початку ходу штанг вгору та наприкінці ходу їх вниз завжди $K_d > 1$. При збільшенні глибини підвіски залежність коефіцієнта динамічності від діаметра плунжера зменшується.



а)



б)

Рис. 3.3 Залежність коефіцієнту динамічності від параметрів СШНУ:

а) – діаметра плунжера глибинного насоса для глибини його підвіски:
 1 – 700м; 2 – 1000 м; 3 – 1500 м; 4 – 2000 м;

б) – довжини ходу плунжера при числі качань балансира:
 5 - 6 кач./хв.; 6 - 8 кач./хв.; 7 - 10 кач./хв.; 8 - 12 кач./хв.

Залежність коефіцієнта динамічності від довжини ходу є нелінійною, що пояснюється впливом довжини ходу на другу передаточну функцію балансира. Ця нелінійність збільшується при зростанні чисел качань балансира (рис. 3.3б).

Вплив густини газорідинної суміші проявляється в тому, що при пуску свердловини в роботу, в ній знаходиться рідина, густина якої вибирається з умови відсутності її викиду з свердловини [76] для зрівноважування пластового тиску. Як правило пластові тиски відрізняються по всій площі родовища (додаток А) тому густина рідини, навіть при запуску верстата-гойдалки в роботу, в кожній свердловині може бути різною. Після початку роботи глибинонасосної установки густина газорідинної суміші буде поступово зменшуватись через вплив газу. Відповідно до цього умови навантаження приводу будуть також змінюватись. Оскільки густина рідини впливає на вагу колони штанг, що знаходиться в цій рідині, то зменшення густини газорідинної суміші буде приводити до зростання навантаження верстата-качалки, незважаючи на зменшення ваги рідини.

Іншим змінним параметром, який впливає на навантаження верстата-качалки виступає динамічний рівень рідини в свердловині, створюючи тиск підпору на вході в циліндр глибинного насосу [77]. При пуску верстата-качалки рівень рідини знаходиться на гирлі свердловини і подальша його зміна залежить від швидкості припливу рідини з пласта.

Через вплив густини газорідинної суміші та динамічного рівня наперед визначити режим роботи СШНУ досить важко, виконати це можна при безпосередньому аналізі динамограми навантаження точки підвіски штанг [78].

На рис. 3.4 приведені динамограми, зняті на свердловинах нафтового родовища НГВУ “Долина нафтогаз”, в табл. 3.1 – параметри, визначені по цих динамограмах.

Графіки навантаження, показані на рис. 3.4а-г, демонструють роботу 32 мм насоса на різних глибинах, графіки рис. 3.4д-ж – роботу насосів діаметрів 44мм, 57мм та 70 мм на однаковій глибині підвіски. Як видно з табл. 3.1 зростання глибини підвіски та діаметра плунжера насоса не завжди приводить до збільшення ваги рідини, оскільки її густина відмінна в різних свердловинах.

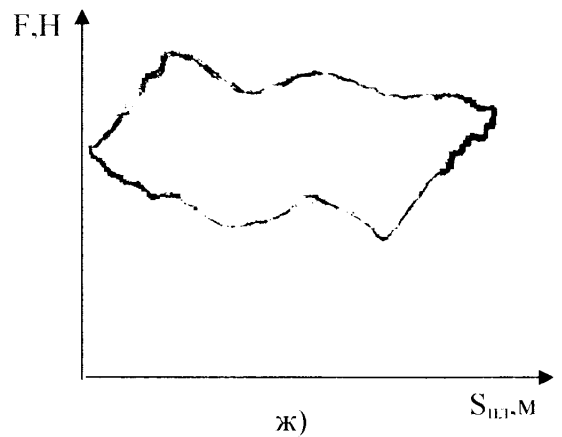
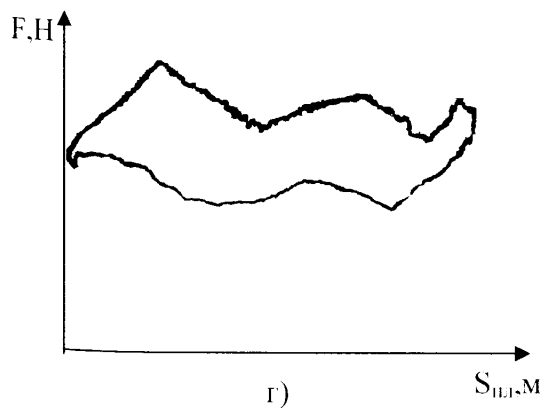
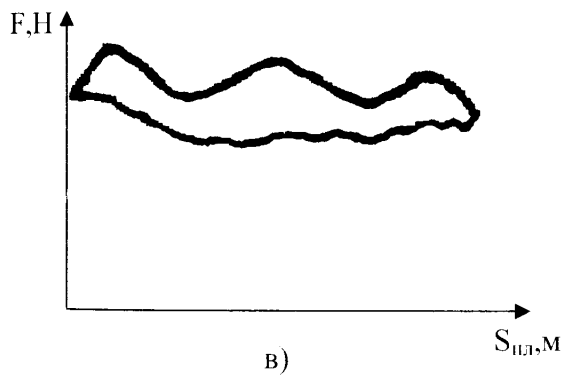
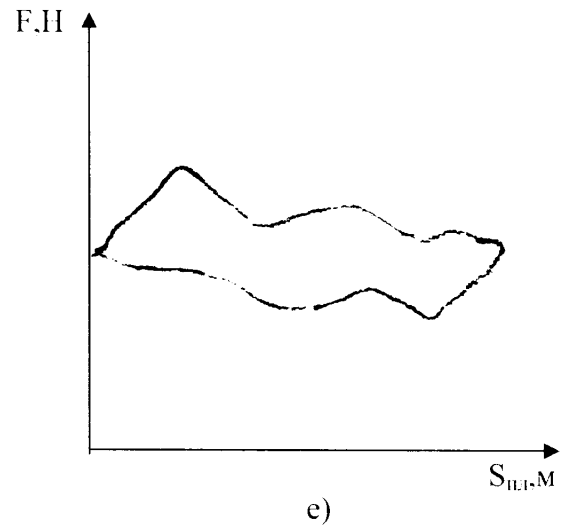
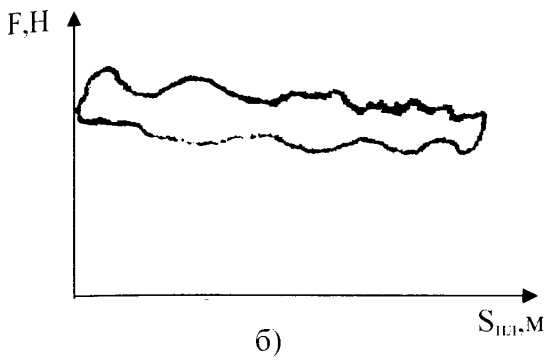
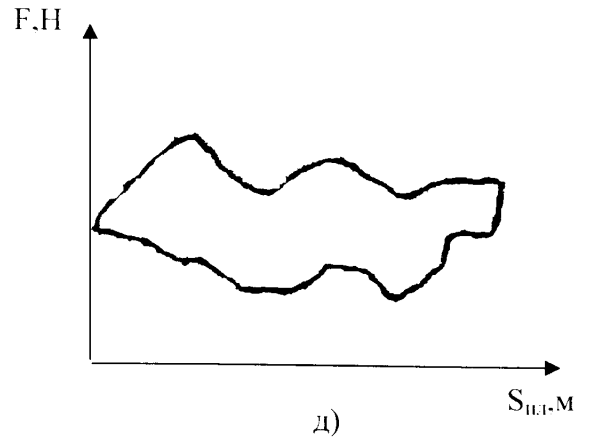
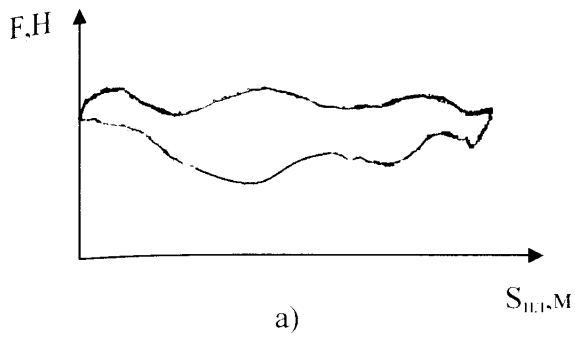


Рис. 3.4 Динамограми зусиль, зняті на свердловинах:

а) - №105; б) - №56; в) - №108; г) - №106; д) - №911; е) - №708; ж) - №209;

а) - г) – свердловини з однаковим діаметром плунжера; д) – е) – свердловини з однаковою глибиною підвіски.

Динамічний рівень впливає на визначення мінімального навантаження точки підвіски, створюючи тиск підпору на вході в циліндр глибокого насоса. По цій причині мінімальні навантаження в свердловинах №56 та №708 практично рівні, хоча параметри глибокого обладнання – різні.

Вплив густини рідини та динамічного рівня приводить до того, що розрахунки втрати ходу, виконані по формулі (3.10) не співпадають з втратою ходу, визначеною по динамограмі.

Кращі результати отримані при використанні наступних формул:

$$\lambda = \lambda_{ум} + \lambda_{тр} \quad (3.16)$$

$$\text{де, } \lambda_{ум} = \frac{(F_{max}^{\text{дин}} - F_{min}^{\text{дин}}) \cdot L_{нас}}{E \cdot A_{ум}} - \text{втрата ходу, викликана деформацією}$$

колони штанг;

$$\lambda_{тр} = \frac{G_{рід} \cdot L_{нас}}{E \cdot A_{тр}} - \text{втрата ходу, викликана деформацією НКТ.}$$

Таблиця 3.1

Параметри обладнання СШГНУ, визначені по динамограмах

| Параметр | Номер свердловини | | | | | | |
|------------------------------|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 105 | 56 | 108 | 106 | 911 | 708 | 209 |
| $d_{нл}$, мм | 32 | 32 | 32 | 32 | 44 | 57 | 70 |
| $L_{нас}$, м | 1260 | 1420 | 1648 | 1823 | 1353 | 1360 | 1250 |
| $G_{рід}$, кН | 9.05 | 4.53 | 6.86 | 12.36 | 19.62 | 7.92 | 2.04 |
| $G'_{ум}$, кН | 32.35 | 44.26 | 45.98 | 43.5 | 34.35 | 45.57 | 40.26 |
| $F_{max}^{\text{дин}}$, кН | 37.66 | 49.4 | 59.43 | 62.41 | 51.71 | 58.44 | 69.93 |
| $F_{min}^{\text{дин}}$, кН | 19.22 | 36.22 | 40.53 | 38.7 | 20.33 | 36.16 | 35.13 |
| $H_{дин}$, м | 0 | 0 | 1600 | 1099 | 804 | 873 | 1250 |
| ρ_p , кг/м ³ | 910 | 404 | 527 | 860 | 972 | 232 | 432 |
| λ , м | 0.232 | 0.131 | 0.255 | 0.426 | 0.455 | 0.263 | 0.472 |
| K_ϕ | 1.057 | 1.075 | 1.058 | 1.044 | 1.041 | 1.056 | 1.039 |
| $K_{дн}$ | 0.936 | 0.942 | 0.94 | 0.94 | 0.937 | 0.938 | 0.937 |

Таким чином, вірне визначення діючих навантажень на верстат-качалку та режиму його роботи можливе тільки при врахуванні як можна більшої кількості параметрів СШГНУ.

3.2. Визначення ваги противаг при їх розміщенні на кривошипі

3.2.1 Аналіз існуючих методів

Розглянемо праву частину рівняння (3.2), яка враховує вплив маси ланок верстата-качалки на крутний момент кривошипа. На остаточну форму моменту впливають: вага кривошипів, кривошипних противаг та незрівноважена маса балансира. Визначальним є вплив на крутний момент кривошипа, його маси та ваги противаг, розміщених на ньому.

Масу зрівноважуючих противаг при розміщенні їх на кривошипах, можна визначити, з умови рівних значень максимумів крутного моменту [79], з умови мінімуму середньоквадратичного тангенціального зусилля на шатуні [35], або з умови рівності робіт за робочий цикл [80] (найбільш простий та поширений метод). При цьому необхідне значення ваги противаг розраховується по наступній формулі [23]:

$$G_{np} = G'_{um} + \frac{I}{2} \cdot G_{pid}, \quad (3.17)$$

де G'_{um} - вага колони штанг, занурених у рідину;

G_{pid} - вага рідини, що знаходиться над плунжером глибинного насосу.

В роботі [45] запропонована формула яка додатково враховує масу деталей верстата-качалки та деякі геометричні розміри його ланок:

$$G_{np} = \left[\left(G'_{um} + 0.5G_{pid} \right) \cdot \frac{k_1}{k} - \frac{G_{bal} \cdot l_{bal} + k \cdot \frac{r_1}{r} \cdot G_{кр}}{k} \right] \cdot \frac{r}{R}, \quad (3.18)$$

де $G_{bal}, G_{кр}$ - вага балансира та кривошипа;

k_1, k - величина переднього та заднього плеча балансира;

$l_{\text{бал}}$ - відстань від осі опори балансира до центру його ваги;

r_l - відстань від осі обертання кривошипів до центру його ваги;

r - радіус установки пальця кривошипа;

R - відстань від центра ваги противаг до осі обертання кривошипів.

Для співставлення результатів розрахунків по формулах (3.17) та (3.18) проведено визначення ваги противаг, розміщених на кривошипах, з використанням геометричних характеристик верстатів-качалок 7СК12-2,5-4000 та UP12Т-3-5500 для їх максимальної вантажопідйомності 120кН. Геометричні та силові характеристики, використані при розрахунках, подані в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Кінематичні та силові параметри верстатів-качалок

| Верстат-качалка | r , м | r/l | r/k | k/k_l | Н, м |
|------------------|-------------------|-----------|-------------------|----------|----------|
| 7СК12-2,5-4000 | 1.2 | 0.4 | 0.48 | 1 | 2.5 |
| UP12Т-3-5500 | 1.1 | 0.335 | 0.393 | 0.933 | 2.5 |
| Силові параметри | | | | | |
| Верстат-качалка | Загальна вага, кг | | | | |
| | Кривошип | Противаги | Головка балансира | Траверса | Балансир |
| UP12Т-3-5500 | 2100 | 5520 | 390 | 495 | 990 |
| 7СК12-2,5-4000 | 1485 | 6080 | 390 | 495 | 890 |

Відстань, на якій необхідно розмістити кривошипні противаги, визначалась з використанням методики [35] за формулою:

$$R = \frac{R_{\text{max}}}{M_{\text{max}} - M_{\text{min}}} \cdot (M_{\text{зр}} - M_{\text{min}}), \quad (3.19)$$

$$\text{де } M_{\text{max}} = 2 \cdot I \cdot \left(R_{\text{max}} \cdot G_{\text{рід}} + r_l \cdot G_{\text{кр}} + G_{\text{бал}} \cdot l_{\text{бал}} \cdot \frac{r}{k} \right),$$

$$M_{\text{min}} = 2 \cdot I \cdot \left(r_l \cdot G_{\text{кр}} + G_{\text{бал}} \cdot l_{\text{бал}} \cdot \frac{r}{k} \right),$$

M_{max}, M_{min} - максимальне та мінімальне значення зрівноважуючого моменту балансирних вантажів;

R_{max} - максимально можлива відстань розміщення кривошипних противаг;

При виборі максимальної глибини спуску насоса необхідно враховувати два параметри верстата-качалки: максимально-допустиме навантаження, що діє в точці підвіски штанг і максимально-допустимий крутний момент на валу кривошипа.

Найбільше навантаження точки підвіски штанг можливе при двох варіантах вибору компоновки глибинного обладнання:

- 1 – максимальній глибині підвіски насоса та мініимальному його діаметрові;
- 2 – максимальному діаметрові насоса та меншій глибині його підвіски.

Результати розрахунків зведені в табл. 3.3, з якої видно, що вага противаг, необхідна для зрівноважування верстата-качалки, в першому варіанті буде в 1.5 раза більшою за вагу противаг другого варіанта.

Таблиця 3.3

Порівняння результатів розрахунків ваги кривошипних противаг

| Варіант компоновки | Вага колони штанг, кН | Вага стовпа рідини, кН | Макс. вага кривошипних противаг, кН | Розрахунок по формулі | |
|--------------------|-----------------------|------------------------|-------------------------------------|-----------------------|------|
| УР12Т | 1 | 98.03 | 21.97 | 109 | 3.17 |
| | | 98.03 | 21.97 | 70.78 | 3.18 |
| | 2 | 38.83 | 81.17 | 71.50 | 3.17 |
| | | 38.83 | 81.17 | 47.64 | 3.18 |
| 7СК12 | 1 | 98.03 | 21.97 | 109 | 3.17 |
| | | 98.03 | 21.97 | 71.75 | 3.18 |
| | 2 | 38.83 | 81.17 | 79.41 | 3.17 |
| | | 38.83 | 81.17 | 49.55 | 3.18 |

Це означає, що привід верстата-качалки знаходиться в важчих умовах при роботі насосів малих діаметрів на значній глибині.

При порівнянні розрахунків, виконаних за формулами (3.17) та (3.18) видно, що значення ваги противаг суттєво відрізняються. Це пов'язано з тим, що формула (3.17) не враховує кінематичних та масових характеристик виконавчого механізму верстата-качалки. Співставлення розрахунків з дійсною вагою противаг верстатів-качалок UP12T та 7СК12 показує, що для роботи на великих глибинах (понад 2000м) вага противаг, розміщена на кривошипах, є заниженою, а для насосів великих діаметрів – завищеною. Розрахунки необхідної ваги противаг та місця їх розміщення на кривошипах по формулах (3.18) та (3.19) дають якісних результатів в тому випадку, якщо рідина – дегазована і динамічний рівень не знаходиться на прийомі глибинного насоса.

3.2.2 Визначення необхідної ваги противаг та відстані їх розміщення за максимальними значеннями крутного моменту кривошипа

Густини рідини, що знаходиться в свердловині, та динамічний рівень впливають на максимальне навантаження точки підвіски штанг, якому відповідає максимальне значення крутного моменту кривошипа.

Верстат-качалка якісно зрівноважений в тому випадку, якщо максимуми крутного моменту для ходу вгору та вниз рівні між собою. В тому випадку, якщо максимум моменту для ходу вгору буде перевищувати максимум моменту для ходу вниз – верстат-качалка буде недозрівноваженим. І навпаки, при перевищенні необхідного значення зрівноважуючого моменту, максимум для ходу вгору буде меншим за максимум при ході вниз, верстата-качалка – перезрівноважений.

Тому умову рівності максимумів крутильного моменту кривошипа доцільно використати для визначення необхідної відстані розміщення противаг на кривошипах. Визначення необхідної ваги противаг проведемо з умови мінімуму амплітуди крутного моменту [79]:

$$M_{np.max} = \frac{M_{px}^{max} + M_{xx}^{max}}{2}, \quad (3.20)$$

де $M_{px}^{max}, M_{xx}^{max}$ - максимальні значення зведеного моменту від сили корисного опору, що діє в точці підвіски штанг, для ходу вгору та вниз.

В роботі [17] пропонується визначати максимальні значення крутного моменту за формулою:

$$M_{зв. max} = 1,2H[300 + 0,236(F_{max} - F_{min})], \quad (3.21)$$

де H - максимальний хід плунжера глибинного насоса;

F_{max}, F_{min} - максимальне та мінімальне навантаження точки підвіски штанг.

Формула (3.21) дає значення максимумів крутного моменту однакові при ході штанг вгору та вниз, що не відповідає дійсності. Тому визначимо максимуми крутних моментів з формул (3.5), (3.6).

Момент, створений противагами та вагою кривошипа з врахуванням незрівноваженості балансира та сил інерції, визначимо за формулою (рис.2.12):

$$\begin{aligned} M_{np}^k = & \left((G_{np} + \Phi_{np}^y) \cdot L_{np} + (G_{кр} + \Phi_{кр}^y) \cdot \frac{r_{кр}}{2} \right) \cdot \cos \varphi_1 + \\ & + \left(\Phi_{np}^x \cdot L_{np} + \Phi_{кр}^x \cdot \frac{r_{кр}}{2} \right) \cdot \sin \varphi_1 + \\ & + P'_{\varphi_3} \cdot k_1 \cdot \left[(G_{\Sigma} + \Phi_{\Sigma}^y) \cdot \cos(\varphi_3) + \Phi_{\Sigma}^x \cdot \sin(\varphi_3) \right] \end{aligned} \quad (3.22)$$

Вплив сили інерції на додаткове навантаження опор редуктора та крутний момент кривошипа ілюструє рис. 3.5а. Для пояснення її впливу розділимо рух кривошипа між крайніми положеннями на 4 фази:

- 1 фаза – поворот кривошипа від крайнього верхнього положення до кута 90^0 ;
- 2 фаза – поворот кривошипа від кута 90^0 до 180^0 ;
- 3 фаза – поворот кривошипа від кута 180^0 до 270^0 ;
- 4 фаза – поворот кривошипа від кута 270^0 до 360^0 ;

На фазах 1,2 противаги виконують додатню роботу, їх енергія використовується на під'йом колони штанг, на фазах 3 та 4 противаги виконують від'ємну роботу і акумулюють енергію колони штанг, що рухається вниз. Відповідно на фазах 1,2 крутний момент, що створюють кривошипні противаги - від'ємний, а на фазах 3 та 4 - додатній.

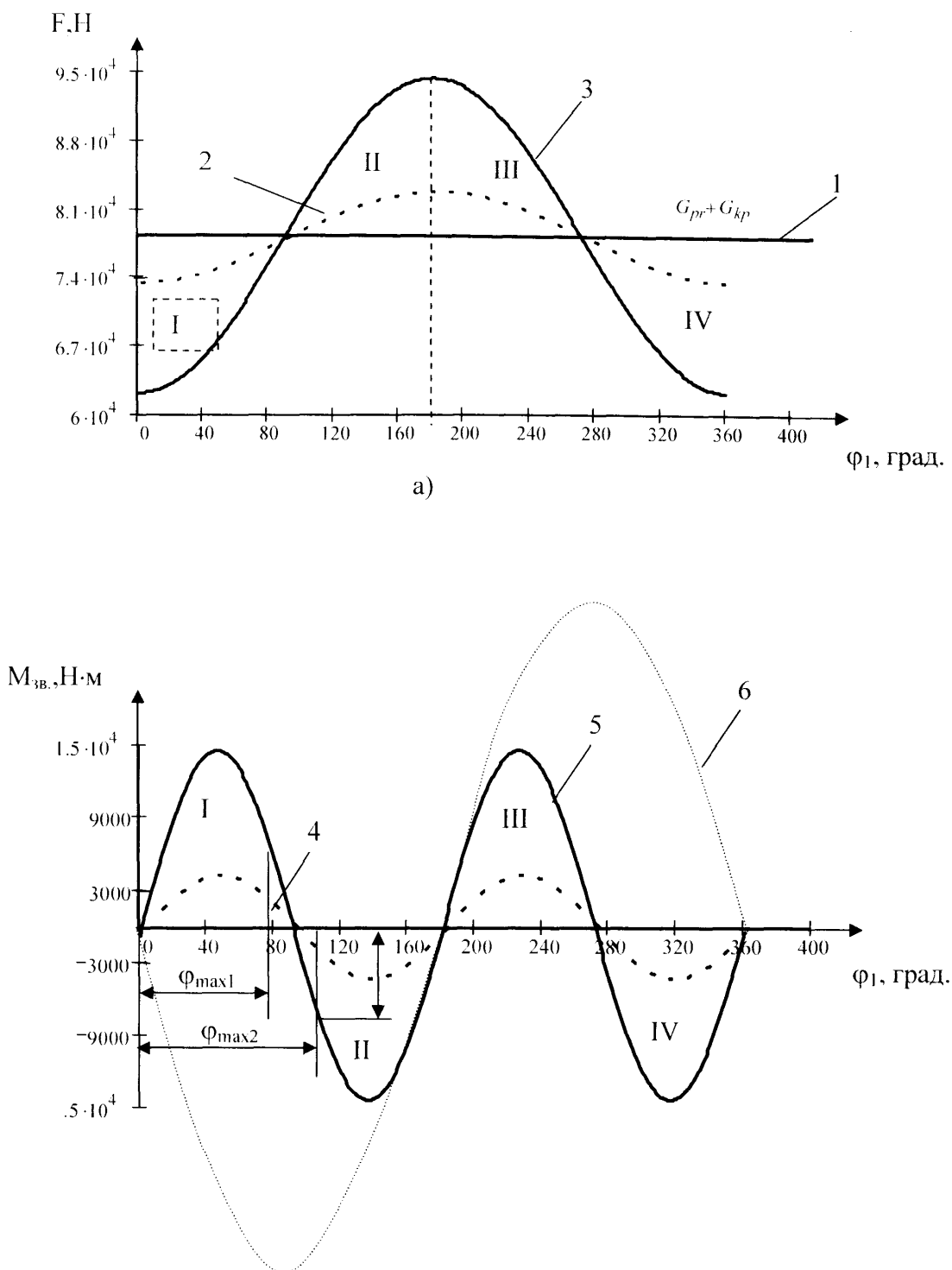


Рис. 3.5 Вплив сили інерції:

- а) на навантаження опор кривошипного вала:
 1 – статична вага противаг;
 2 – з врахуванням сили інерції при $n_{кр}=6$ об/хв;
 3 – з врахуванням сили інерції при $n_{кр}=12$ об/хв.
- б) на крутний момент кривошипа:
 4 – з врахуванням сили інерції при $n_{кр}=6$ об/хв;
 5 – з врахуванням сили інерції при $n_{кр}=12$ об/хв;
 6 – від статичної ваги противаг

У крайньому верхньому положенні кривошипа сила інерції підсилює дію противаг, в цей час вона сприяє зменшенню навантаження опор редуктора. Під час руху кривошипа до другого крайнього положення дія проекції сили інерції поступово зменшується і вона дорівнює "0" при його горизонтальному положенні. Під час подальшого руху кривошипа до його крайнього нижнього положення проекція сили інерції збільшує дію сили ваги кривошипних противаг до максимального значення в нижньому вертикальному положенні кривошипа. Дія сили інерції залежить від кількості обертів кривошипа. Наприклад, для верстата-качалки UP12T вона сприяє зміні навантаження на 6% при кількості обертів кривошипа $n_{кр} = 6.5$ об./хв. та досягає 21% при $n_{кр} = 12$ об./хв.

Вплив сили інерції на крутний момент кривошипа ілюструє рис. 3.5б.

Крива 1 відповідає додатковому моменту від сили інерції, що діє на кривошипі верстата-качалки при $n_{кр} = 6.5$ об./хв, крива 2 – при $n_{кр} = 12$ об./хв.

Вплив додаткового моменту від сили інерції противаг для схем з від'ємним, додатнім та нульовим дезаксіалом є різним.

Для аксіальної схеми та схеми з від'ємним дезаксіалом на першій фазі він має негативний вплив, оскільки сприяє зменшенню моменту противаг. Для схеми з від'ємним дезаксіалом при куту φ_{1max} починає діяти максимальний момент від сили корисного опору і в цей час сила інерції сприяє його збільшенні.

Тому для покращення умов зрівноважування в схемах верстатів-качалок з від'ємним дезаксіалом потрібно вісь противаг зміщувати на певний кут β (див. рис. 2.12). В існуючих конструкціях за аксіальною схемою та схемою з від'ємним дезаксіалом це означає, що зрівноважування потрібно виконувати переміщенням, в першу чергу, верхніх противаг.

Для схеми верстата-гойдалки з додатнім дезаксіалом кривошипи обертаються в іншу сторону, тому в першій фазі момент сили інерції навпаки допомагає компенсувати момент від сили корисного опору. Виконувати зрівноважування необхідно, переміщуючи в першу чергу нижні противаги.

З формули (3.22) можна визначити необхідне максимальне значення моменту мас противаг.

Зрівноважуючий момент набуде максимуму при $\varphi_1 = 180^0$, тобто при горизонтальному розміщенні кривошипа і кут φ_3 при цьому буде близьким до 180^0 , тому можна записати, що:

$$M_{np\ max} = \left(G_{np} \cdot L_{np} + G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} \right) + \Pi'_{3\ max} \cdot k_l \cdot (G_{\Sigma} + \Phi_{\Sigma}^y), \quad (3.23)$$

де $\Pi'_{3\ max}$ - значення першої передаточної функції балансира, що відповідає положенні кривошипа при $\varphi_1 = 180^0$.

Знайшовши необхідне значення максимального зрівноважуючого моменту, можна визначити необхідну вагу балансирних противаг при їх розміщенні на кривошипі для виконання зрівноважування:

$$G_{np} = \frac{M_{зр}}{L_{np\ max}}, \quad (3.24)$$

де $L_{np\ max}$ - максимально можлива віддаль противаг для даного типу верстата-качалки.

3.2.3 Визначення необхідної ваги противаг при їх розміщенні на балансірі

Крутний момент у верстатів-качалок з балансирним зрівноважуванням має меншу від'ємну частину [3].

Момент, що створюють балансирні противаги, приведений до кривошипа та з врахуванням його ваги, незрівноваженої маси балансира та проекцій їх сил інерції визначається за формулою:

$$\begin{aligned} M_{np}^{\delta} = & \left((G_{кр} + \Phi_{кр}^y) \cdot \frac{r_{кр}}{2} \right) \cdot \cos \varphi_1 + \Phi_{кр}^x \cdot \frac{r_{кр}}{2} \cdot \sin \varphi_1 + \\ & + \Pi'_3 \cdot k_l \cdot \left[(G_{\Sigma} + \Phi_{\Sigma}^y) \cdot \cos(\varphi_3) + \Phi_{\Sigma}^x \cdot \sin(\varphi_3) \right] + \\ & + \Pi'_3 \cdot L_{\delta np} \cdot \left[(G_{\delta np} + \Phi_{\delta np}^y) \cdot \cos(\pi + \varphi_3) + \Phi_{\delta np}^x \cdot \sin(\pi + \varphi_3) \right] \end{aligned} \quad (3.25)$$

де $L_{\delta np}$ - відстань від осі качання балансира до центру мас противаг;

$\Phi_{\delta np}^y, \Phi_{\delta np}^x$ - проекції сили інерції балансирних противаг на осі X та Y

(див. рис. 2.12).

Визначивши за формулою (3.20) необхідне значення максимального необхідного зрівноважуючого моменту, знаходимо максимальний момент, що повинні створити балансирні противаги:

$$M_{np\ max}^{\bar{o}} = M_{np\ max} - G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} - G_{\Sigma} \cdot k_1 \cdot \Pi'_{3\ max}. \quad (3.26)$$

Після цього знаходимо необхідну вагу балансирних противаг для виконання зрівноважування:

$$G_{\bar{o}np} = \frac{M_{np\ max}^{\bar{o}}}{L_{np\ min}}, \quad (3.27)$$

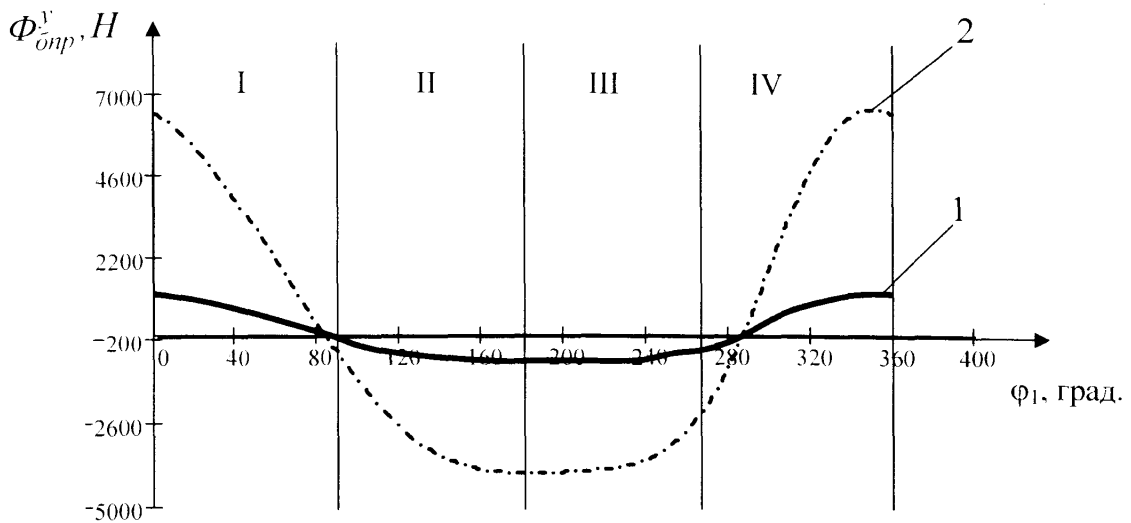
де $L_{np\ min}$ - мінімально можлива відстань розміщення противаг для даного типу верстата-гойдалки.

Проведемо оцінку впливу сили інерції балансирних противаг на навантаження опор редуктора та її вплив на крутний момент кривошипа.

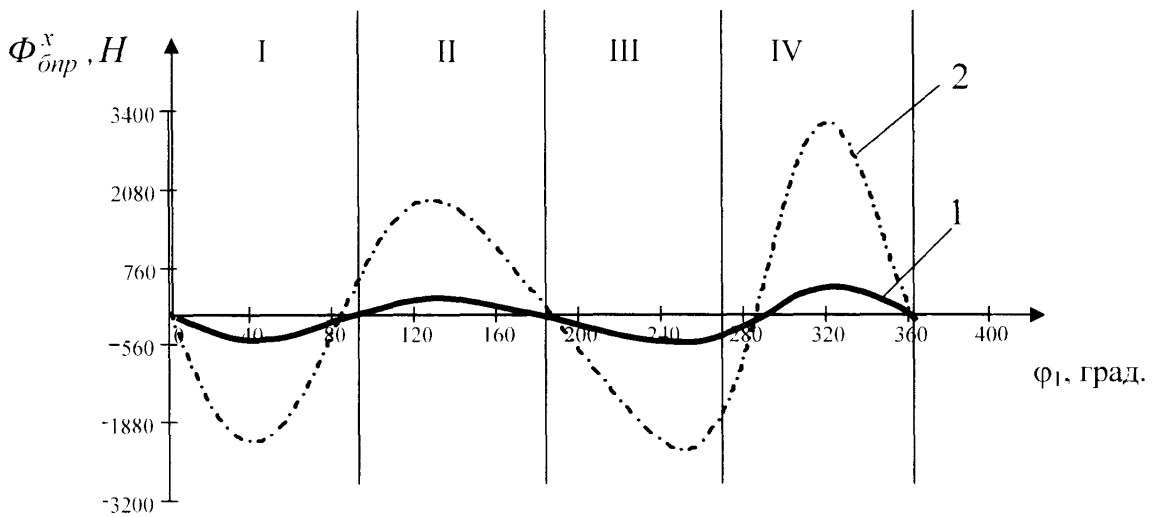
Значення проєкцій сили інерції визначаємо згідно формул (2.20). Рис. 3.6 демонструє зміну цієї сили та зведеного моменту від сил інерції за один оберт кривошипа.

Опора балансира двоплечого верстата-гойдалки є найбільш навантаженою (див. рис. 2.14а), тому проєкція сили інерції на вісь У, додатково навантажує опору коли $G_{\bar{o}np}^y > 0$ і розвантажує її при $G_{\bar{o}np}^y < 0$. Відповідно до цього на початку фази I та наприкінці IV фази повороту кривошипа сила інерції балансирних противаг додатково навантажує опору, а в II та III фазах – розвантажує. Додаткове навантаження складає 7% при шести обертах кривошипа за хвилину та досягає 40% при 15 об./хв. Розвантажуючий ефект є меншим і складає 4% при шести обертах кривошипа за хвилину та 24% при 15 об./хв..

Позитивний вплив сили інерції на крутний момент кривошипа полягає в тому, що в I та III фазах руху кривошипа вона сприяє додатковому збільшенні зрівноважуючого моменту на 3% при шести обертах кривошипа за хвилину та на 16% при 15 об./хв. Негативний вплив – збільшення від'ємної частини крутного моменту кривошипа на протязі II фази та максимально в IV фазі. Сила інерції в



а)



б)

Рис. 3.6 Вплив сили інерції балансирних вантажів на:

а) – навантаження опори балансира від проекції сили інерції на вісь Y;

б) – навантаження опори балансира від проекції сили інерції на вісь X;

в) - крутний момент кривошипа;

1 – при $n_{кр} = 6.5$ об./хв.; 2 – при $n_{кр} = 15$ об./хв.

цих фазах сприяє зростанню від'ємної частини на 4% при 6 обертах кривошипа на хвилину та на 22% при 15 об./хв..

Балансирне зрівноважування дозволяє отримати менші значення крутного моменту кривошипного вала, а отже й енергоспоживання привідного двигуна, в порівнянні з кривошипним зрівноважуванням (рис. 3.7). Для цього виду зрівноважування реверс (від'ємна частина) крутного моменту практично відсутній.

Недолік цього типу зрівноважування – більша вага противаг в порівнянні з кривошипним. Визначити співвідношення між вагою кривошипних та балансирних противаг можна прирівнявши значення необхідних зрівноважуючих моментів, тобто $M_{np\ max} = M_{np\ max}^{\delta}$:

$$G_{\delta np} = \frac{G_{np} \cdot L_{np}}{L_{\delta np} \cdot P'_{3\ max}}$$

Оскільки завжди $P'_{3\ max} < 0.5$, то при однаковому навантаженні точки підвіски штанг вага балансирних противаг буде перевищувати вагу кривошипних. Зменшити значення цієї ваги можна, збільшуючи плече $L_{\delta np}$.

3.2.4 Визначення необхідної ваги противаг при комбінованому зрівноважуванні

При комбінованому зрівноважуванні частина противаг розміщується на балансірі, частина на кривошипі. Запишемо формулу для визначення ваги кривошипних противаг з врахуванням ваги балансирних противаг та масових характеристик тіла та головки балансира, а також ваги траверси. Попередньо рахуємо, що вага балансирних противаг розміщується на відстані k – довжини заднього плеча балансира.

Вагу тіла, головки балансира та вагу траверси приведемо в точку розміщення балансирних противаг з умови рівності статичних моментів мас [73]:

$$G_{\Sigma} = \frac{G_{np} \cdot k - G_{\delta ол} (k_1 - k) - G_{\delta ол} \cdot k_1}{k_1}, \quad (3.28)$$

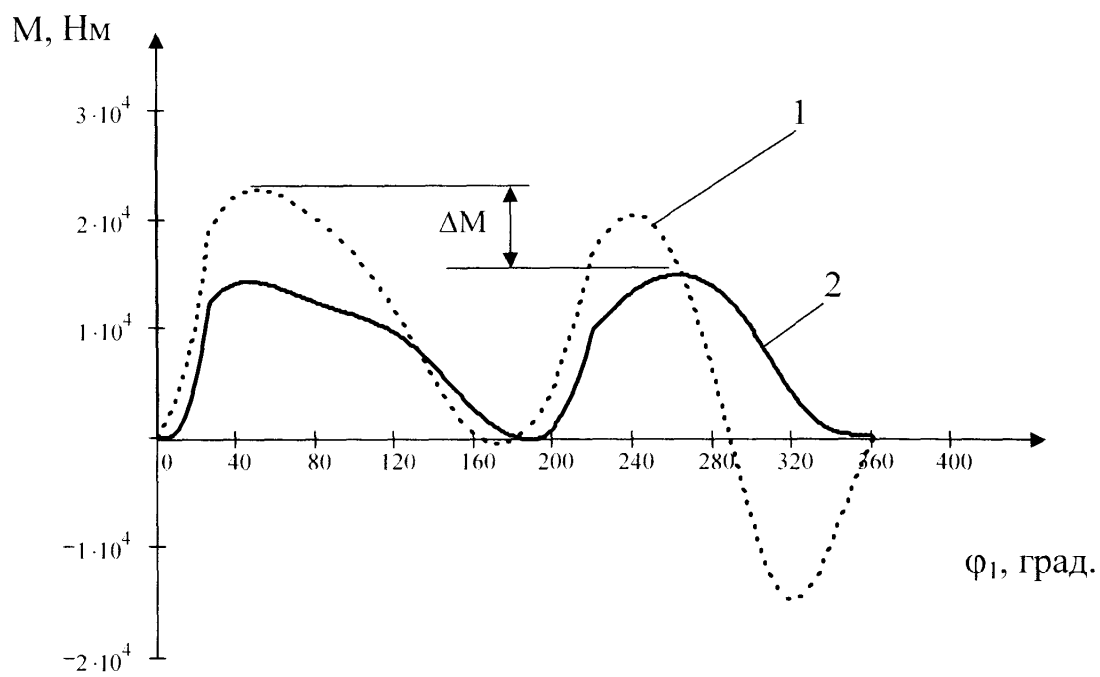


Рис. 3.7 Форми крутних моментів, що діють на кривошипі при:

- 1 – кривошипному зрівноважуванні;
- 2 – балансірному зрівноважуванні

де $G_{\text{бал}}, G_{\text{гол}}, G_{\text{тр}}$ - вага тіла, головки балансира та вага траверси.

Зрівноважуючий момент, що буде діяти на кривошипному валу визначиться з формули (3.22) в якій додатково врахуємо вагу та сили інерції балансирних противаг:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{тр}}^{\kappa+\delta} = & \left((G_{\text{тр}} + \Phi_{\text{тр}}^y) \cdot L_{\text{тр}} + (G_{\text{кр}} + \Phi_{\text{кр}}^y) \cdot \frac{r_{\text{кр}}}{2} \right) \cdot \cos \varphi_1 + \\
 & + \left(\Phi_{\text{тр}}^x \cdot L_{\text{тр}} + \Phi_{\text{кр}}^x \cdot \frac{r_{\text{кр}}}{2} \right) \cdot \sin \varphi_1 + \\
 & + \Pi'_3 \cdot k_1 \cdot \left[(G_{\Sigma} + \Phi_{\Sigma}^y) \cdot \cos(\varphi_3) + \Phi_{\Sigma}^x \cdot \sin(\varphi_3) \right] + \\
 & + \Pi'_3 \cdot L_{\text{бпр}} \cdot \left[(G_{\text{бпр}} + \Phi_{\text{бпр}}^y) \cdot \cos(\pi + \varphi_3) + \Phi_{\text{бпр}}^x \cdot \sin(\pi + \varphi_3) \right]
 \end{aligned} \tag{3.29}$$

З формули (3.29) можна визначити вплив маси противаг, розміщених на кривошипних та балансирі верстата-качалки на зрівноважуючий момент. Необхідний зрівноважуючий момент не залежить від вибору типу зрівноважування і визначається з формули (3.20). Співвідношення ваги противаг, що встановлюються на кривошипі та балансирі, визначимо з умови мінімуму від'ємної частини крутного моменту, що діє на кривошипі. З рис. 3.7 видно, що при балансирному зрівноважуванні від'ємна частина моменту практично відсутня. Тому прийнемо, що вагу балансирних противаг при комбінованому зрівноважуванні потрібно підібрати такою, щоб компенсувати від'ємне значення моменту, викликане кривошипними противагами. Зміна знаку крутного моменту відбувається в кінці ходу вниз, коли перша передаточна функція балансира Π'_3 приймає мінімальне значення. Необхідне значення ваги балансирних противаг для компенсації значення від'ємного моменту:

$$G_{\text{бпр}}^{\kappa+\delta} = \frac{M_{\text{зр}}^{\text{від}}}{\Pi'_{3 \text{ min}}} - G_{\Sigma}, \tag{3.30}$$

де $M_{\text{зр}}^{\text{від}}$ - максимальне значення від'ємної частини крутного моменту, отримане після визначення цієї механічної характеристики при чисто кривошипному зрівноважуванні.

По відомому значенні ваги балансирних противаг з формули (3.25) визначається їх максимальний зрівноважуючий момент:

$$M_{\bar{o}np\ max}^{k+\bar{o}} = G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} + P'_{3\ max} \cdot \left[k_l \cdot (G_{\Sigma} + \Phi_{\Sigma}^y) + L_{\bar{o}np} \cdot (G_{\bar{o}np} + \Phi_{\bar{o}np}^y) \right]. \quad (3.31)$$

Максимальний момент ваги кривошипних противаг визначаємо за формулою:

$$M_{кр\ max}^{k+\bar{o}} = M_{np\ max} - M_{\bar{o}np\ max}^{k+\bar{o}}, \quad (3.32)$$

де $M_{np\ max}$ - максимальне значення необхідного зрівноважуючого моменту, що визначається за формулою (3.20).

По формулі (3.22) визначається необхідна вага кривошипних противаг.

Наприклад, при проведенні розрахунків для верстата-качалки 7СК12 при визначенні необхідної ваги противаг для трьох варіантів зрівноважування: кривошипного, балансирного та комбінованого з наступною компоновкою глибинного обладнання: діаметр плунжера глибинного насоса – 29мм, глибина підвіски – 1800м, число качань – 8 кач./хв. отримаємо наступні результати (табл. 3.3.).

Таблиця 3.3

Порівняння якості зрівноважування

| Тип зрівноважування | Маса противаг, кг | | Необх. максим. зрівн. момент, кНм | Діючі максимальні значення крутного моменту, кНм | |
|---------------------|-------------------|------|-----------------------------------|--|-----------|
| | | | | Додатній | Від'ємний |
| Кривошипне | Кривошипних | 2240 | 65.72 | 21.88 | 16.25 |
| Балансирне | Балансирних | 3327 | | 14.36 | 0.1 |
| Комбіноване | Кривошипних | 1820 | | 18.21 | 0.93 |
| | Балансирних | 1030 | | | |

Як видно, найменше значення крутного моменту кривошипа отримаємо при балансирному зрівноважуванні, але при цьому вага балансирних противаг буде максимальною з усіх варіантів. При виконанні кривошипного зрівноважування вага противаг буде меншою, ніж при балансирному, але значення максимального

додатного крутного моменту збільшиться на 52%, а від'ємного більш ніж в 160 разів. При комбінованому зрівноважуванні можна отримати менші значення максимального крутного моменту, ніж при кривошипному: на 17% - додатного та на 94% - від'ємного.

3.3. Дослідження впливу втрати ходу на крутний момент кривошипа

Аналіз впливу втрати ходу на крутний момент кривошипа проведемо для ідеально зрівноваженого верстата-качалки. Визначимо залежність втрати ходу плунжера від його діаметра. При цьому визначимо значення максимумів крутного моменту кривошипа для холостого (хід вниз) та робочого (хід вгору) ходів плунжера.

Для цього проведемо розрахунок зведеного моменту кривошипа по формулі (3.1) для глибин підвіски насоса 1000м, 1500м, 2000м та 2500м по діаметрах, поданих в табл. 3.4. Збільшення діаметра плунжера приводить до зростання максимального моменту для робочого ходу і поступового зменшення його від'ємної складової для холостого ходу (хід штанг вниз) (табл.3.4 та рис. 3.8а).

На рис. 3.8а показано графіки залежності максимумів крутного моменту кривошипа при холостому та робочому ходах від діаметра плунжера глибинного насоса, розраховані для глибини підвіски 1000м. Розрахунок проведено з використанням геометричних та масових характеристик верстата-гойдалки UP12T. Зростання від'ємної частини крутного моменту кривошипа для діаметра плунжера 95мм пояснюється недозрівноваженням верстата-качалки. При недостатній вазі противаг значення крутного моменту кривошипа різко збільшується й зубчаті колеса редуктора верстата-качалки працюють при постійному перевантаженні, незважаючи на те, що навантаження точки підвіски штанг не досягло свого максимуму.

З графіка на рис. 3.8в видно, що значення максимального крутного моменту при ході вгору перевищило максимально допустиме, яке приводиться в інструкції по використанні. Це пояснюється наступним. При збільшенні діаметру насосу

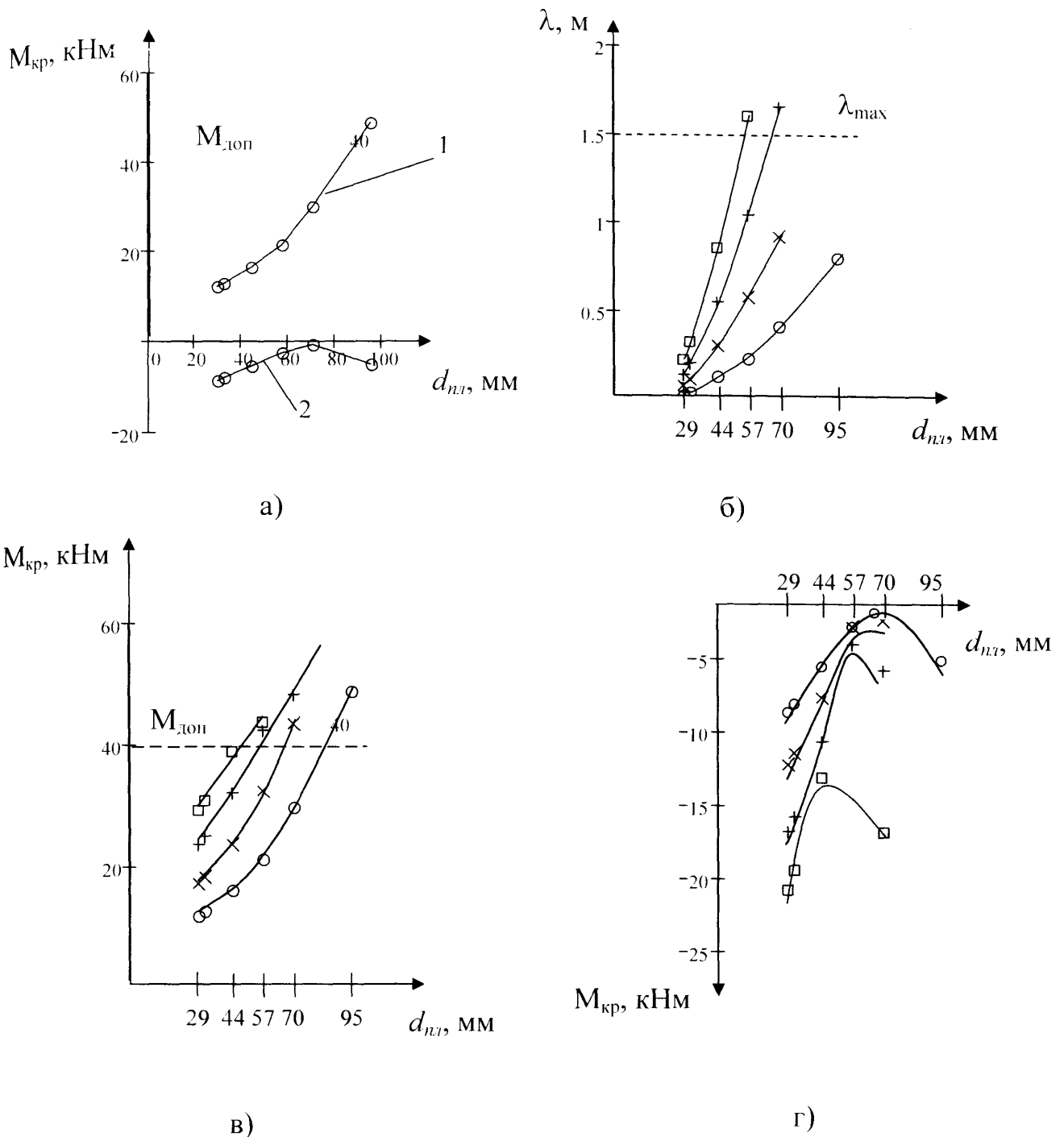


Рис. 3.8 Залежність максимумів крутного моменту кривошипа та втрати ходу

λ від діаметру плунжера глибинного насоса:

а) – залежність максимальних значень від діаметра плунжера; б) – залежність втрати ходу від діаметра плунжера; в), г) – залежність максимальних значень крутного моменту від діаметра плунжера:

0 – для глибини підвіски 1000м;

x – для глибини підвіски 1500м;

+ – для глибини підвіски 2000м;

□ – для глибини підвіски 2500м;

зростає навантаження точки підвіски штанг та втрата ходу (див. рис. 3.8б). Зростання втрати ходу при перевищенні максимального значення призводить до того, що точки максимумів крутного моменту зміщуються і не співпадають із значенням максимальної швидкості, що погіршує умови зрівноважування та приводить до зростання крутного моменту кривошипа (рис.3.9а).

Таблиця 3.4

Значення максимумів крутного моменту та втрати довжини ходу в залежності від діаметрів плунжера глибинного насоса

| Глибина підвіски, м | $d_{пл}$, мм | 29 | 32 | 44 | 57 | 70 | 95 |
|---------------------|----------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1000 | M_{max}^{px} , кНм | 12.01 | 12.67 | 16.28 | 21.2 | 29.78 | 48.9 |
| | M_{max}^{xx} , кНм | 8.6 | 8.06 | 5.5 | 2.68 | 0.73 | 5.1 |
| | λ , мм | 0.035 | 0.052 | 0.137 | 0.238 | 0.412 | 0.796 |
| 1500 | M_{max}^{px} , кНм | 17.41 | 18.4 | 23.83 | 32.67 | 43.6 | 57.75 |
| | M_{max}^{xx} , кНм | 12.23 | 11.4 | 7.63 | 2.68 | 2.34 | 13.94 |
| | λ , мм | 0.081 | 0.119 | 0.307 | 0.577 | 0.916 | 1.785 |
| 2000 | M_{max}^{px} , кНм | 23.71 | 25.04 | 32.3 | 42.47 | 48.41 | — |
| | M_{max}^{xx} , кНм | 16.82 | 15.75 | 10.63 | 3.95 | 5.7 | — |
| | λ , мм | 0.144 | 0.212 | 0.551 | 1.039 | 1.653 | — |
| 2500 | M_{max}^{px} , кНм | 29.4 | 31.07 | 39.07 | 43.9 | — | — |
| | M_{max}^{xx} , кНм | 20.8 | 19.5 | 13.12 | 0.48 | — | — |
| | λ , мм | 0.224 | 0.329 | 0.854 | 1.6 | — | — |

Ця закономірність відслідковується для всіх діаметрів насосів, коли втрата ходу перевищує максимально-допустиме значення (див. рис. 3.8в).

Визначити максимально-допустиме значення втрати ходу плунжера можна побудувавши графік залежності швидкості точки підвіски штанг від її

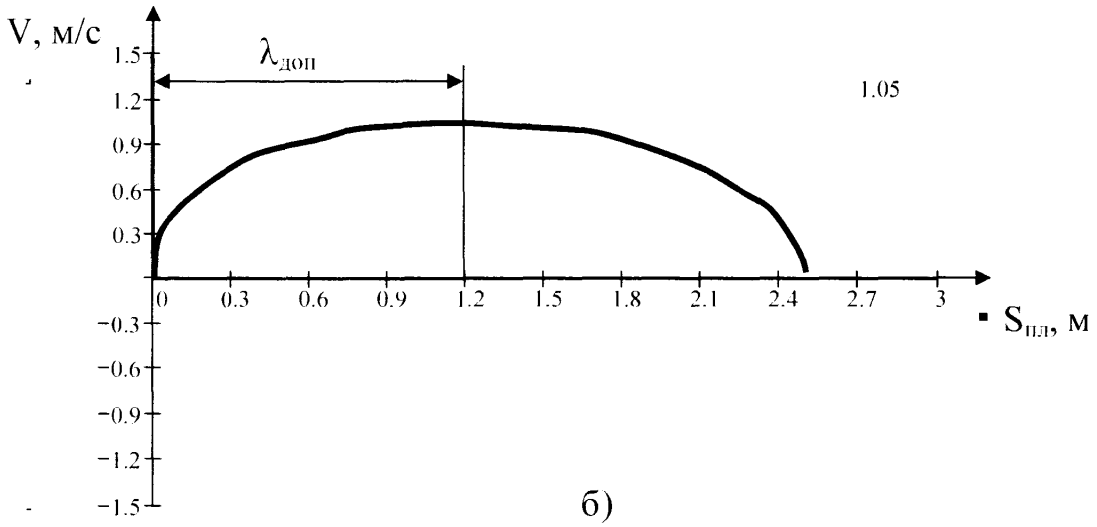
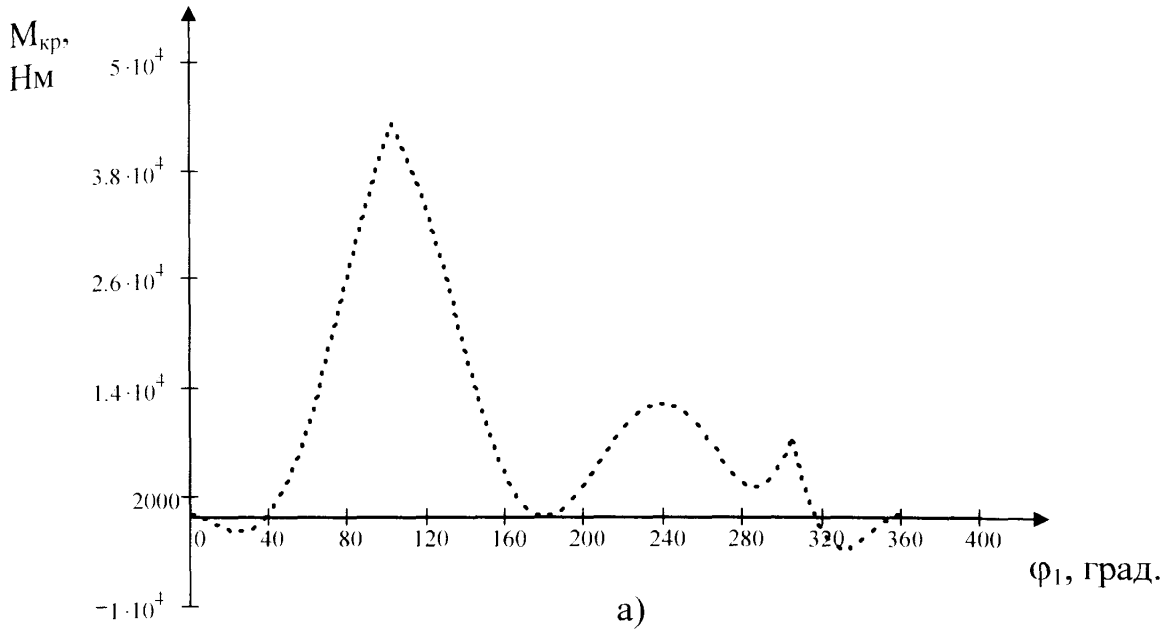


Рис. 3.9 Графіки визначення впливу втрати ходу плунжера :

а) – на крутний момент кривошипа

б) – визначення допустимого значення втрати ходу

переміщення (рис. 3.9б) для ходу штанг вгору. Допустиме значення втрати ходу відповідає переміщенні плунжера при якому швидкість - максимальна.

Значних величин втрата ходу плунжера досягає при навантаженні точки підвіски штанг верстата-качалки, близькому до 120кН.

3.4. Вплив технічного стану глибинного насоса на крутний момент кривошипа

При виконанні розрахунків крутного моменту кривошипа в попередніх розділах приймався ідеальний стан глибинного насоса:

- циліндр насоса повністю заповнений дегазованою рідиною;
- динамічний рівень рідини знаходиться біля прийому насоса;
- тиск газу на гирлі свердловини рівний атмосферному;
- відсутні пропуски рідини в нагнітальній та прийомній частині насоса, а також в колоні насосно-компресорних труб.

Разом з тим, в процесі експлуатації свердловини такий стан насоса неможливий.

Розглянемо, як впливають стани глибинного обладнання на крутний момент кривошипа. Для цього проведемо їх математичне моделювання.

3.4.1 Незаповнення рідиною циліндра насоса

Незаповнення циліндра глибинного насоса рідиною обумовлюється попаданням в насос газу. Це може спричинитись: засмоктуванням газу з затрубного простору при пониженні динамічного рівня рідини в свердловині до прийому насосу та високому газовому факторі в свердловині (при цьому газ поступає з пласта разом з нафтою).

Для аналізу впливу незаповнення циліндра глибинного насоса на крутний момент кривошипа проведемо моделювання процесу навантаження точки підвіски штанг.

Для цього врахуємо коефіцієнт наповнення насоса K_H який дорівнює відношенню корисної частини ходу плунжера до всієї довжини його ходу (рис. 3.10):

$$K_H = \frac{AD}{BC} \quad (3.33)$$

Оскільки незаповнення насоса рідиною впливає на форму динамограми при ході точки підвіски штанг вниз, то змоделюємо зміну форми ідеальної динамограми (див. рис.3.10а).

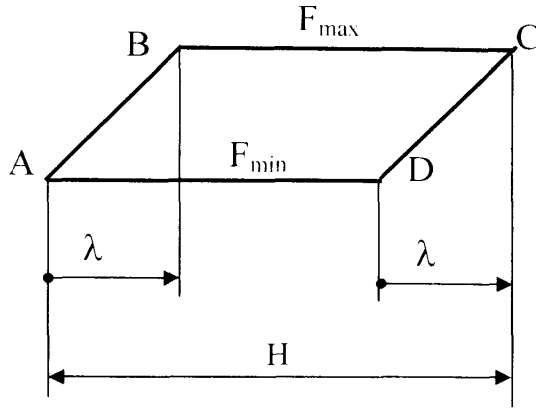
Ділянки АВ та ВС відповідають рухові точки підвіски штанг вгору, сила що діє на цих ділянках описується формулами (2.22). Зміна форми навантаження точки підвіски штанг при ході вниз опишеться наступними рівняннями (див. рис.3.10б):

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ділянка CF: } (H - \lambda_{mp}) < S_{nl} \leq H, \\ F_{ко}^{CF} = F_{max} - \left(\frac{H - S_{nl}}{\lambda_{mp}} \right) \cdot (F_{max} - F_{min}), \\ \text{Ділянка FE: } (H - \lambda(\lambda_{mp} + \lambda_{газ})) < S_{nl} \leq (H - \lambda_{mp}), \\ F_{ко}^{FE} = F_{max} - (F_{max} - F_{min}) \cdot K_u, \\ \text{Ділянка ED: } H - \lambda_{\Sigma} < S_{nl} \leq H - (\lambda_{mp} + \lambda_{газ}), \\ F_{ко}^{ED} = F_{ко}^{FE} - \left[\frac{(K_H(H - \lambda) + \lambda(1 - K_u)) - S_{nl}}{\lambda} \right] \cdot (F_{max} - F_{min}), \\ \text{Ділянка AD: } 0 < S_{nl} \leq (H - \lambda_{\Sigma}), \\ F_{ко}^{AD} = F_{min}, \end{array} \right. \quad (3.34)$$

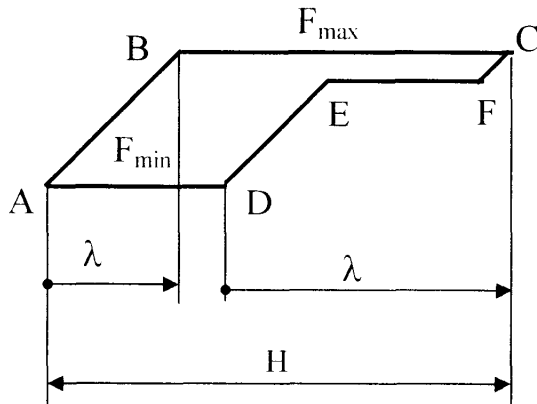
де H - максимальний хід плунжера глибинного насоса;

$\lambda_{mp}, \lambda_{шт}, \lambda_{газ}, \lambda_{\Sigma}$ - максимальні деформації труб, штанг, викликані впливом газу та сумарна втрата ходу;

K_u - коефіцієнт спаду навантаження, який характеризує втрату ходу із-за деформації труб;



a)



б)

Рис. 3.10 Діаграма навантаження точки підвіски штанг :

- а) – теоретична динамограма повністю заповненого циліндра рідиною;
 б) – форма динамограми при наявності газу в циліндрі

$S_{пл} = S(\varphi_1, t)$ - переміщення плунжера;

F_{max}, F_{min} - максимальне та мінімальне навантаження точки підвіски штанг;

K_H - коефіцієнт наповнення насосу.

Крутний момент кривошипа розраховуємо по формулі (3.1).

На рис. 3.11 показано результати розрахунку впливу незаповнення циліндра глибинного насосу на крутний момент кривошипа. Незаповнення впливає на максимум крутного моменту на початку ходу вниз, понижаючи його додатне значення. Так незаповнення насоса приводить до пониження максимального крутного моменту при ході вниз на 2% при коефіцієнті наповнення насоса $K_H = 0.9$, на 30% при $K_H = 0.7$ та досягає 42% при $K_H = 0.5$.

При значному зменшенні коефіцієнта наповнення до значень, нижче 0.5 відбувається зростання від'ємної частини крутного моменту кривошипа (рис.3.11б).

Таким чином, при незаповненні циліндра рідиною, крутний момент кривошипа відповідає формі недозрівноваженого верстата-качалки.

3.4.2 Пропуски в нагнітальній частині насоса

Форма динамограми при пропусках рідини в нагнітальній частині насоса (витікання через нагнітальний клапан, через місце посадки сідла нагнітального клапана, через зазор між плунжером та втулками насоса) різко відрізняються по формі від динамограм при витіканні в прийомній частині насоса (витікання через прийомний клапан, через місце посадки сідла і конуса прийомного клапана і т.д) [78].

При пропуску рідини в нагнітальній частині насоса полірований шток, в процесі передачі навантаження з труб на штанги, переміщується на додаткову величину, яка залежить від об'єму рідини, що перетекла під плунжер. Внаслідок цього передача навантаження відбувається повільніше, що приводить до зменшення кута нахилу лінії АВ сприйняття навантаження при ході вгору (рис. 3.12 лінія АВ') і прийомний клапан відкривається пізніше (точка В'). Пропуск рідини в нагнітальній частині насоса також приводить до швидшого закриття

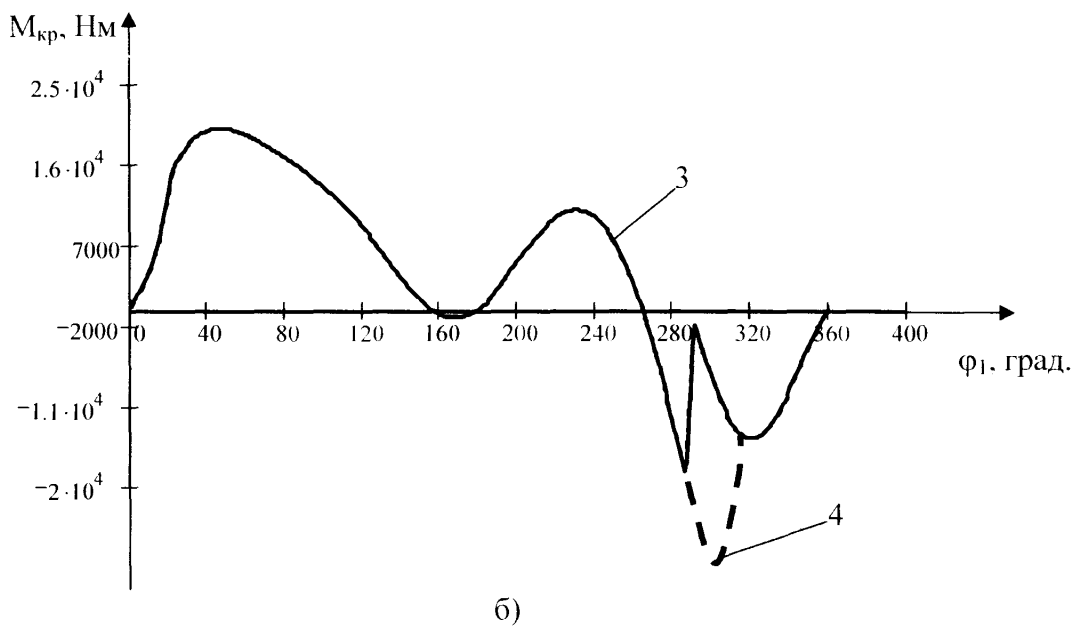
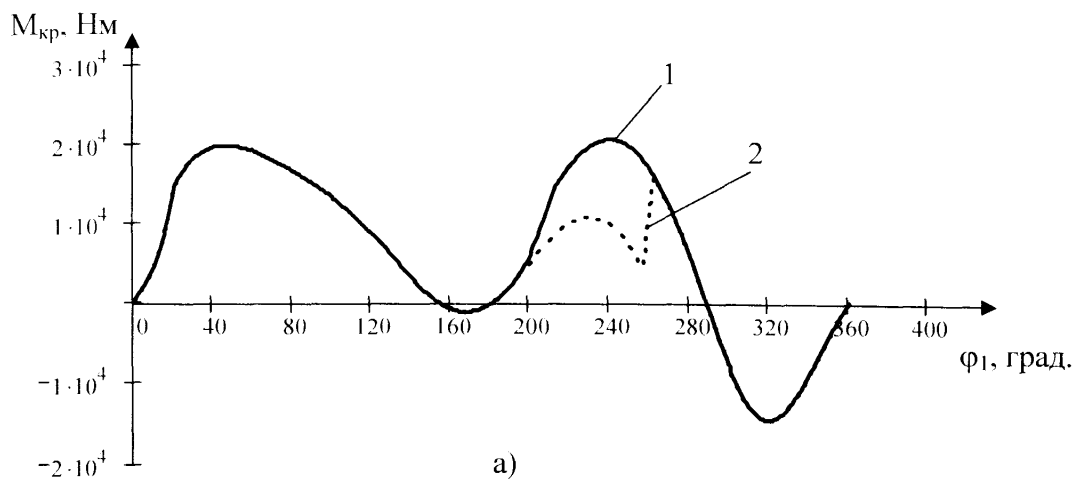
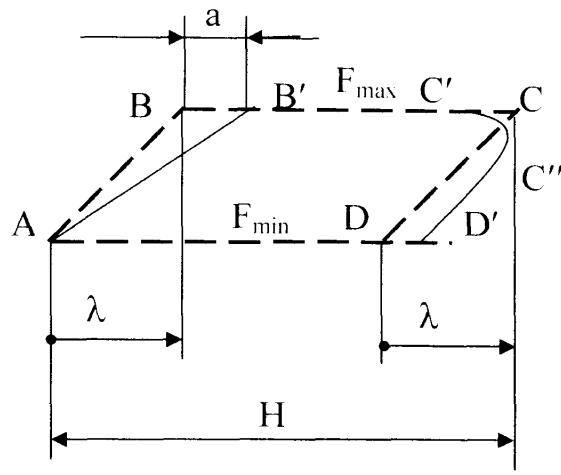
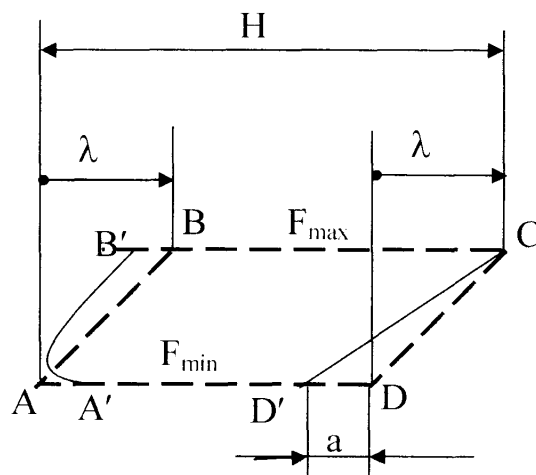


Рис. 3.11 Графіки зміни крутного моменту кривошипа при:
 1 – повному заповненні циліндра глибинного насосу;
 2 – неповному заповненні $K_{II} = 0.75$
 3 - неповному заповненні $K_{II} = 0.5$
 4 - неповному заповненні $K_{II} = 0.25$



а)



б)

Рис. 3.12 Зміна форми діаграми навантаження точки підвіски штанг:
а) – при пропусках в нагнітальній частині насосу;
б) – при пропусках в прийомній частині насосу.

приймального клапана (точка С') та зменшення часу передачі навантаження зі штанг на труби і нагнітальний клапан відкривається раніше (точка Д').

При моделюванні процесу навантаження точки підвіски штанг врахуємо втрату ходу плунжера при русі вгору :

$$0 < \lambda_{вит} < \lambda_{кр}, \quad (3.35)$$

де $\lambda_{вит}$ – втрата ходу через перетікання рідини під плунжер.

При $\lambda_{вит}=0$ нормальна робота насоса, при $\lambda_{вит}=\lambda_{кр}$ відбувається зрив подачі глибинного насоса із-за витікання в нагнітальній частині.

Зміна форми навантаження точки підвіски штанг опишеться наступними рівняннями (див. рис. 3.12а):

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ділянка } AB' : \quad 0 < S_{nl} \leq \lambda + a, \\ F_{ко}^{AB'} = F_{min} - \left(\frac{S_{nl}}{\lambda + a} \right) \cdot (F_{max} - F_{min}), \\ \text{Ділянка } B'C' : \quad (\lambda + a) < S_{nl} \leq (H - b), \\ F_{ко}^{B'C'} = F_{max}, \\ \text{Ділянка } C'C'' : \quad H - b < S_{nl} \leq H, \\ F_{ко}^{C'C''} = F_{max} \cos \left[\frac{S_{nl} - (H - b)}{\lambda + a} \right], \\ \text{Ділянка } C''D' : \quad H - (\lambda + b) < S_{nl} \leq H, \\ F_{ко}^{C''D'} = F_{max} \cdot \cos \left(\frac{a}{\lambda + b} \right) - \left(\frac{H - S_{nl}}{\lambda} \right) \cdot \left(F_{max} \cdot \cos \left(\frac{a}{\lambda + b} \right) - F_{min} \right), \\ \text{Ділянка } D'A : \quad 0 \leq S_{nl} \leq H - (\lambda + b), \\ F_{ко}^{D'A} = F_{min}. \end{array} \right. \quad (3.36)$$

Витікання в нагнітальній частині змінює форму крутного моменту кривошипа на початку руху точки підвіски штанг вгору, дещо знижуючи його значення в кінці ходу вгору, а на початку ходу вниз сприяє збільшенні від'ємної частини моменту. Якщо витікання в нагнітальній частині значне і досягає деякого значення $a_{кр}$, то відбудеться зрив подачі насоса, при цьому максимум крутного

моменту при ході вгору досягає свого найменшого значення і зміщується на кут $\varphi_{кр}$ по відношенні до нормальної роботи насоса (рис. 3.13). Форма крутного моменту розрахована для найменшого діаметра насоса $d = 29\text{мм}$, проте характер зміни форми крутного моменту і зсуву точки максимуму відповідає всім наступним більшим діаметрам насосів.

Більш того, вплив витікання в нагнітальній частині насосів більших діаметрів є більш значним, оскільки збільшення діаметру насоса веде до зростання втрати ходу тому зрив подачі, в насосах великих діаметрів відбувається при менших значення коефіцієнта витікання.

При пропусках в нагнітальній частині насоса крутний момент приймає форму перезрівноваженого верстата-качалки.

3.4.3. Пропуски в прийомній частині насоса

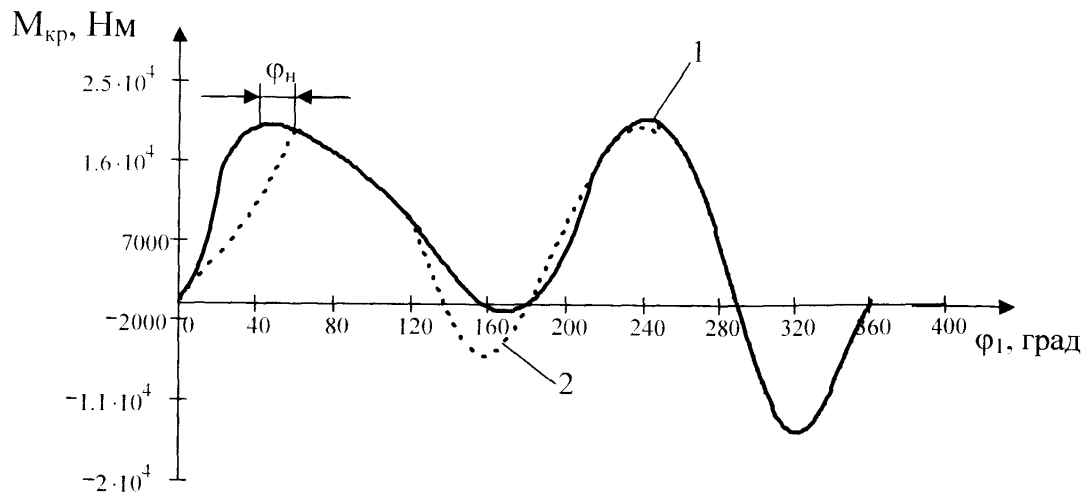
При пропуску в прийомній частині насоса характер зміни динамограми обернений до витікання в нагнітальній частині.

При ході вгору витікання рідини із циліндра насоса пришвидшує процес передачі навантаження з труб на штанги, тому прийомний клапан відкривається раніше, ніж при справному насосі (див. рис. 3.12б, точка В').

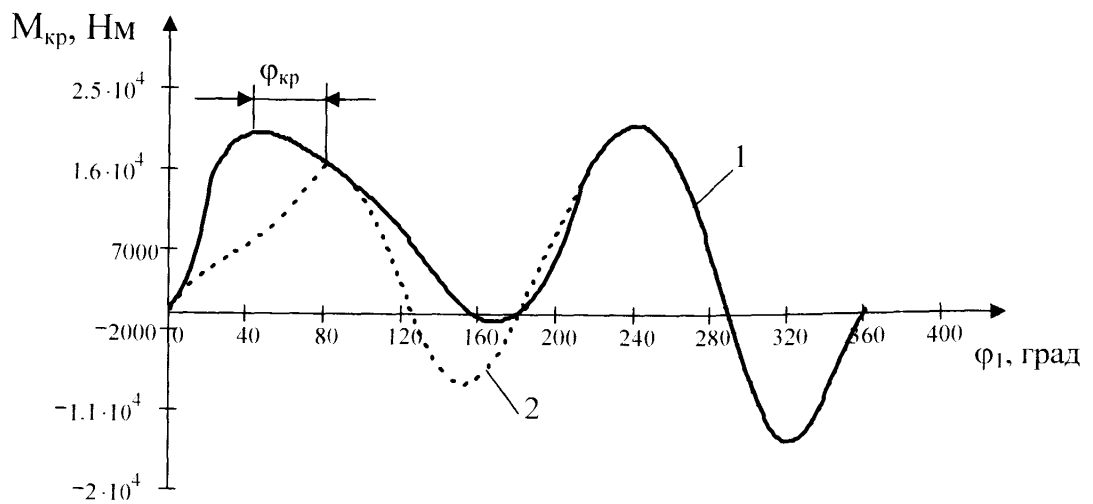
Рідина, витікаючи через прийомну частину насоса, дещо зменшує швидкість процесу передачі ваги рідини з штанг на труби при ході вниз, тому нагнітальний клапан відкривається пізніше, чим при нормальній роботі насоса (точка D'). По мірі наближення полірованого штоку до крайнього нижнього положення, швидкість його падає і наступає момент, коли вона стає рівною швидкості витікання, при цьому раніше закривається нагнітальний клапан (точка А').

На рис. 3.14 приведено графіки крутного моменту кривошипа, побудовані з врахуванням витікання в прийомній частині.

Як можна бачити з рис. 3.14а, витікання в прийомній частині насоса впливає в основному на значення максимуму крутного моменту при ході вниз, понижуючи його. Причому чим більший коефіцієнт витікання, тим значніше



а)



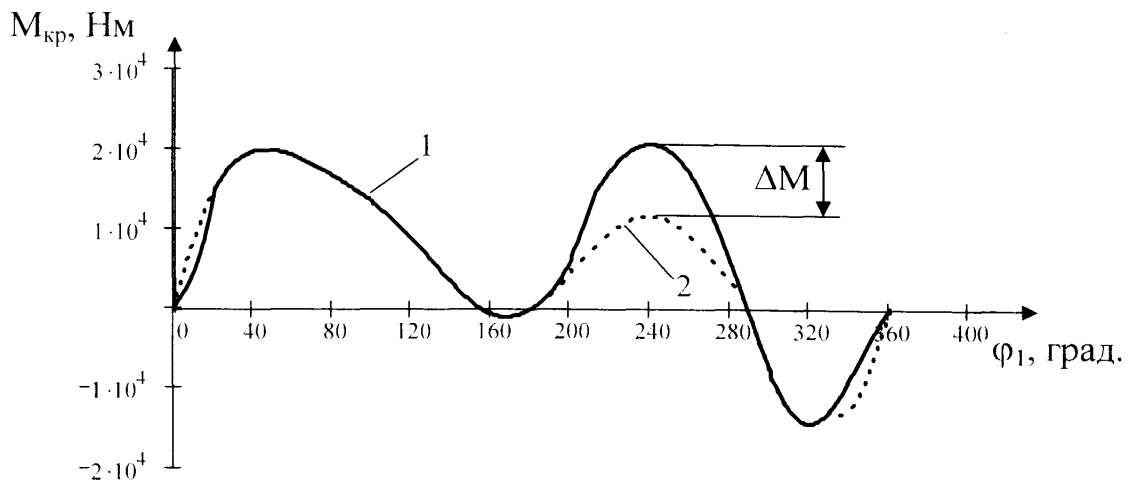
б)

Рис. 3.13 Форма графіка крутного моменту кривошипа:

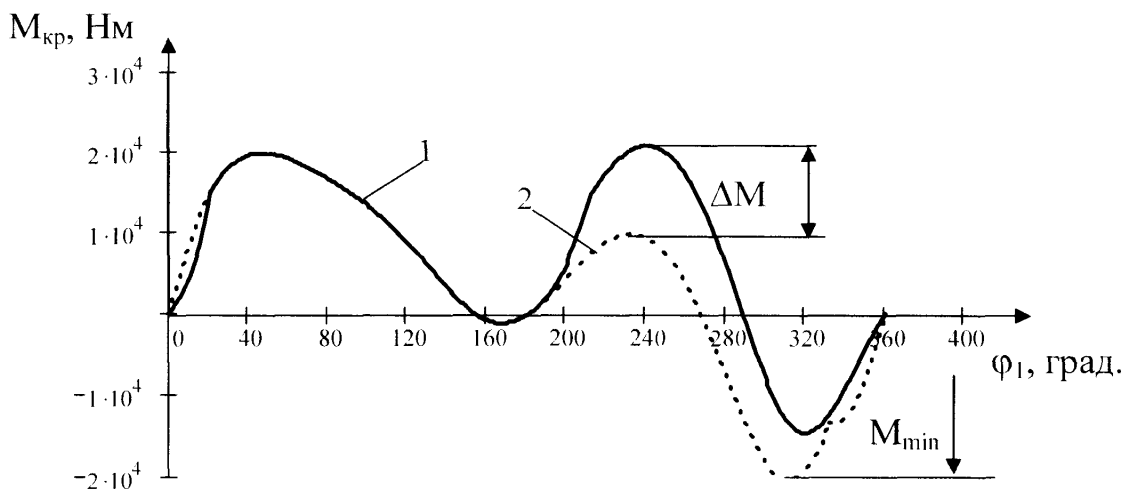
1 – без витікання рідини;

2- при витіканні в нагнітальній частині глибинного насосу;

а) – зменшення максимуму крутного моменту та поява від'ємної частини для ходу вгору; б) – форма крутного моменту при зриві подачі



а)



б)

Рис. 3.14 Форма графіків крутного моменту кривошипа:

- 1 – без витікання;
- 2 – при витіканні в приймальній частині глибинного насоса;
- а) – вплив витікання на максимум крутного моменту при ході вниз;
- б) – форма крутного моменту при зриві подачі

відхилення ΔM крутного моменту. При значних величинах витікання настає зрив подачі глибинного насоса, причому максимум крутного моменту при ході вниз досягає свого критичного значення і, крім цього, починає збільшуватись від'ємна частина моменту (див. рис. 3.14б).

Зміна форми навантаження точки підвіски штанг опишеться наступними рівняннями (див. рис. 3.12б):

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ділянка } A''B' : 0 < S_{nl} \leq \lambda - b, \\ F_{ко}^{A''B'} = F_{max}^{A''} - \left(\frac{S_{nl}}{\lambda - b} \right) \cdot (F_{max} - F_{max}^{A''}), \\ \text{Ділянка } B'C : (\lambda - b) < S_{nl} \leq H, \\ F_{ко}^{B'C} = F_{max}, \\ \text{Ділянка } CD' : H - (\lambda + a) < S_{nl} \leq H, \\ F_{ко}^{CD'} = F_{max} - \left(\frac{H - S_{nl}}{\lambda + a} \right) \cdot (F_{max} - F_{min}), \\ \text{Ділянка } D'A' : b < S_{nl} \leq H - (\lambda + a), \\ F_{ко}^{D'A'} = F_{min}, \\ \text{Ділянка } A'A'' : 0 \leq S_{nl} \leq b, \\ F_{ко}^{A'A''} = 0.8 \cdot F_{min} \cdot \sin(\varphi_1) + F_{max} \cdot \cos\left(\frac{b}{\lambda}\right), \end{array} \right. \quad (3.37)$$

де $F_{max}^{A''} = F_{max} \cdot \cos\left(\frac{b}{\lambda}\right)$ - значення сили, що діє в точці підвіски штанг на початку руху полірованого штока вгору, при наявності витікання в прийомній частині глибинного насоса;

b - коефіцієнт, що враховує вплив витікання в приймальній частині насосу на навантаження точки підвіски штанг.

При витіканні в приймальній частині глибинного насоса крутний момент кривошипа приймає форму незрівноваженого верстата-качалки.

Висновки

Визначено вплив кінематичних та експлуатаційних параметрів на форму крутного моменту кривошипа, внаслідок чого вперше встановлено, що:

1. Збільшення діаметра плунжера впливає на значення крутного моменту кривошипа при русі точки підвіски штанг вгору, при переході з 28 мм насоса до 95 мм максимум крутного моменту від сили корисного опору зростає на 220%;
2. Збільшення середнього діаметра колони штанг з 16 мм до 19 мм приводить до зростання максимальних значень крутного моменту до 41%, що слід враховувати при виборі колони штанг;
3. Аналіз режиму роботи верстата-качалки (статичний, динамічний) необхідно проводити не тільки керуючись глибиною підвіски та числом качань, а й враховуючи технічний стан глибинного насоса;
4. Залежність інерційних навантажень полірованого штоку від довжини ходу – нелінійна. Наприклад, для довжини ходу 1,5 м та 6 кач/хв. інерційні навантаження складають 4% від значення сили корисного опору, а при збільшенні довжини ходу вдвічі зростають до 11%;
5. Збільшення чисел качань з 6 до 12 кач/хв. для довжини ходу точки підвіски рівному 3 м приводить до зростання динамічних навантажень верстата-качалки з 11% до 24%;

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИКА ВИКОНАННЯ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ДВОПЛЕЧИХ ВЕРСТАТІВ-КАЧАЛОК ЗА ДІЙСНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ ТОЧКИ ПІДВІСКИ ШТАНГ

В процесі експлуатації зрівноважування верстата-качалки необхідно проводити по дійсному навантаженню точки підвіски штанг, яке залежить від параметрів та стану глибинного обладнання, тому ефективно зрівноважування потрібно виконувати в два етапи [81]:

1. Попереднє зрівноважування, яке виконується по наближених формулах. Вихідними даними при цьому виступають кінематичні характеристики верстата-качалки та параметри глибинного обладнання: діаметр глибинного насоса, глибина його спуску, густина рідини в свердловині, тиск на гирлі та конструкція колони штанг.

2. Контроль зрівноважування установки та її дозрівноважування по дійсним навантаженням точки підвіски штанг.

4.1. Проведення попереднього зрівноважування

Розрахунок попереднього зрівноважування верстата-качалки виконується після його розміщення на свердловині перед першим запуском або після зміни параметрів глибинного обладнання.

При попередньому зрівноважуванню розрахунок крутного моменту кривошипа проводиться по формулі (3.1).

Для визначення необхідної кількості та відстані розміщення противаг визначається максимальний крутний момент, що діє на кривошипному валу, для цього формула (3.1) записується у вигляді:

$$M_{кр} = M_{зв} - (M_G + M_{пр}), \quad (4.1)$$

де $M_{зв}$ - приведений до вала кривошипа момент сили, що діє в точці підвіски штанг, який визначається за формулами (3.5) та (3.6);

M_G - зведений момент ваги ланок виконавчого механізму верстата-качалки, який попередньо визначається без врахування сил інерції:

$$M_G = \pm G_\Sigma \cdot \Pi'_3 \cdot k_1 + G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} \cdot \cos(\varphi_1), \quad (4.2)$$

G_Σ - конструктивна незрівноваженість балансира в зборці з головкою та траверсою, додатня при перевантаженні балансира в бік траверси;

$G_{кр}$ - сумарна вага двох кривошипів;

$r_{кр}$ - максимальна довжина кривошипа;

φ_1 - кут, що утворює кривошип з віссю X ;

M_{np} - зрівноважувачий момент противаг, визначається в залежності від типу зрівноваження, без врахування сил інерції:

а) при кривошипному зрівноважуванні

$$M_{np} = G_{np} \cdot (l_{np1} \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_1) + l_{np2} \cdot \cos(\varphi_1 - \beta_2)), \quad (4.3)$$

де G_{np} , l_{np1} , l_{np2} - вага однієї пари кривошипних противаг та відстані їх розміщення на кривошипах;

β_1 , β_2 - кути зміщення центру мас противаг відносно осі кривошипа (рис. 4.1).

б) при балансиричному зрівноважуванні

$$M_{np} = G_{\delta np} \cdot L_{\delta np} \cdot \Pi'_3, \quad (4.4)$$

в) при комбінованому зрівноважуванні:

$$M_{np} = G_{np} \cdot (l_{np1} \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_1) + l_{np2} \cdot \cos(\varphi_1 - \beta_2)) + G_{\delta np} \cdot L_{\delta np} \cdot \Pi'_3. \quad (4.5)$$

де $L_{\delta np}$ - відстань до центру мас балансиричних противаг.

Оскільки при кривошипному зрівноважуванні на верстаті-качалці може бути розміщено одну, дві або більше пар противаг однакової ваги, що залежить від його конструктивних особливостей, то необхідну їх кількість розраховуємо з умови отримання необхідного максимального зрівноважувачого моменту по формулі (3.20).

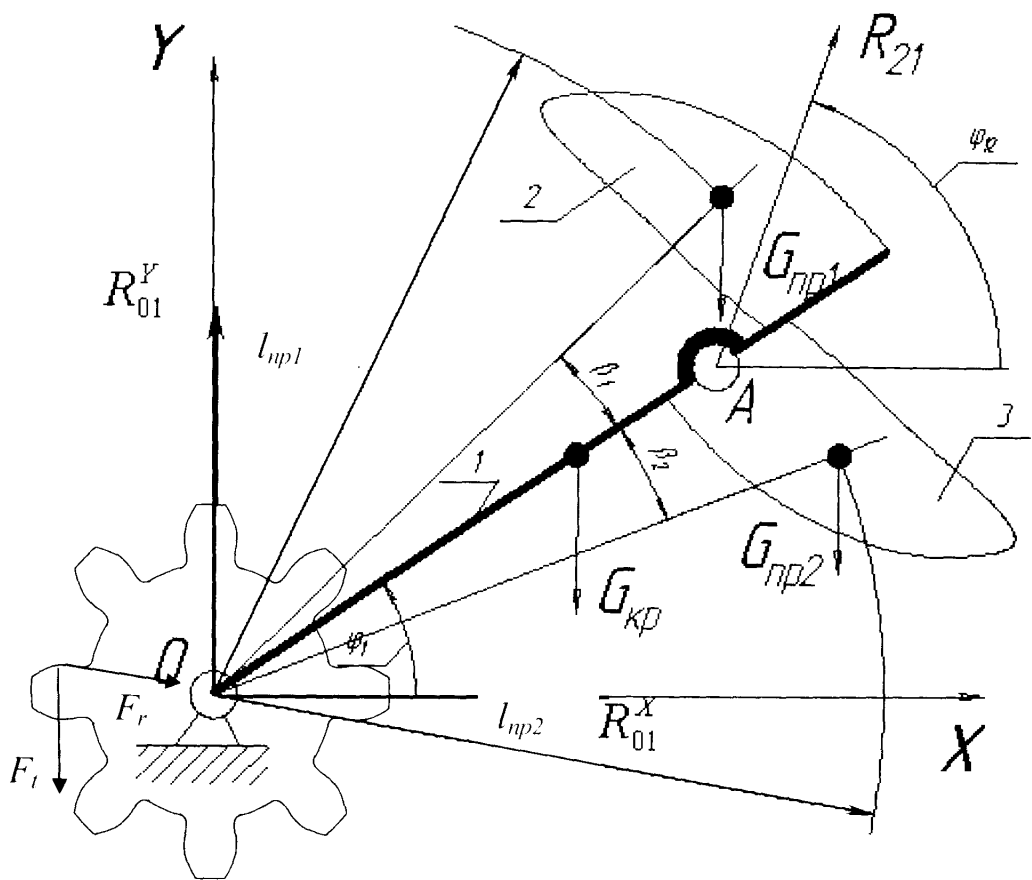


Рис. 4.1 Схема визначення місця розміщення противаг та розрахунку навантаження опор кривошипного вала

Оскільки максимальні значення крутного моменту кривошипа співпадають з максимумами швидкості точки підвіски штанг, то в цей час її прискорення рівне нулю і рівняння (3.5) та (3.6) приймуть вигляд:

при русі точки підвіски штанг вгору

$$M_{px}^{max} = 7,7 \cdot \frac{r \cdot k_1 \cdot \sin(\varphi_{1max} - \varphi_{2max})}{k \cdot \sin(\varphi_{3max} - \varphi_{2max})} \cdot \left[L_{нас} \cdot d_{ум}^2 \cdot \rho_{ум} \cdot b_{арх} + \right. \\ \left. + H_{дум} \cdot d_{нл}^2 \cdot \rho_p \right] + 7,7 \cdot d_{нл}^2 \cdot (p_z - p_{св}), \quad (4.7)$$

при русі точки підвіски штанг вниз

$$M_{xx}^{max} = 7,7 \cdot \frac{r \cdot k_1 \cdot \sin(\varphi_{1min} - \varphi_{2min})}{k \cdot \sin(\varphi_{3min} - \varphi_{2min})} \cdot \left[L_{нас} \cdot d_{ум}^2 \cdot \rho_{ум} \cdot b_{арх} - \right. \\ \left. - (d_{нл}^2 - d_{кл}^2) \cdot (p_z - p_{св}) \right] \quad (4.8)$$

де φ_{1max} , φ_{1min} , φ_{2max} , φ_{2min} , φ_{3max} , φ_{3min} - кути, що визначають положення кривошипа, шатуна та балансира при дії максимальної швидкості точки підвіски штанг;

$d_{ум}$ - середній діаметр колони штанг:

$$d_{ум} = \frac{\sum_{i=1}^n L_i \cdot d_{умi}}{L_{нас}} \quad (4.9)$$

де n – кількість ступеней колони штанг одного діаметра;

L_i , $d_{умi}$ - довжина та діаметр i -ї ступені колони штанг.

Максимальний зрівноважувачий момент, який створюється однією парою кривошипних противаг з врахуванням маси кривошипа та конструктивної незрівноваженості балансира:

$$M_{лрл}^{max} = G_{лр} \cdot l_{лрл}^{max} + G_{кр} \cdot r_{кр} \pm G_{\Sigma} \cdot \Pi_3^{max}, \quad (4.10)$$

де $l_{лрл}^{max}$ - максимально можлива відстань розміщення противаг на кривошипі.

Необхідна кількість пар противаг розраховується за формулою:

$$N = \frac{M_{зр}^{max}}{M_{лпр}^{max}} . \quad (4.11)$$

Розраховане значення округляється до найбільшого цілого. Далі вибирається варіант розміщення противаг на кривошипях (рис. 4.2).

Для вибору кращого варіанту приймаємо такі критерії для порівняння:

- 1 – крутний момент має найменше відхилення від прямої лінії (умова мінімуму середньоквадратичного відхилення);
- 2 – максимуми крутного моменту на протязі робочого циклу мають бути рівними між собою і не перевищувати максимально-допустиме значення для заданого редуктора, оскільки це впливає на довговічність роботи зубчатих передач редуктора та підшипників валів;
- 3 – крутний момент на протязі всього робочого циклу (оберту кривошипа) не повинен змінювати знак, оскільки при цьому виникають удари в зубчатому зачепленні та ривки в пасовій передачі, які зменшують їх довговічність;
- 4 – реакції в опорах редуктора мають бути мінімальними.

Схема виконавчого механізму двоплечих верстатів-качалок не дозволяє отримати постійний додатній крутний момент на кривошипному валу, проте при правильному зрівноважуванні можна добитись мінімального його відхилення від прямолінійності.

Уникнути від'ємної частини крутного моменту для двоплечих верстатів-качалок неможливо [9, 30].

Для аналізу навантаженості опор кривошипного вала необхідно провести визначення реакцій згідно схеми навантаження показаній на рис. 4.1 та формули:

$$R_{01} = \sqrt{(R_{01}^X)^2 + (R_{01}^Y)^2} , \quad (4.12)$$

де R_{01}^X - проекція реакції, що діє в опорі кривошипа на вісь X;

R_{01}^Y - значення реакції, що діє в опорі кривошипа при проекції на вісь Y;

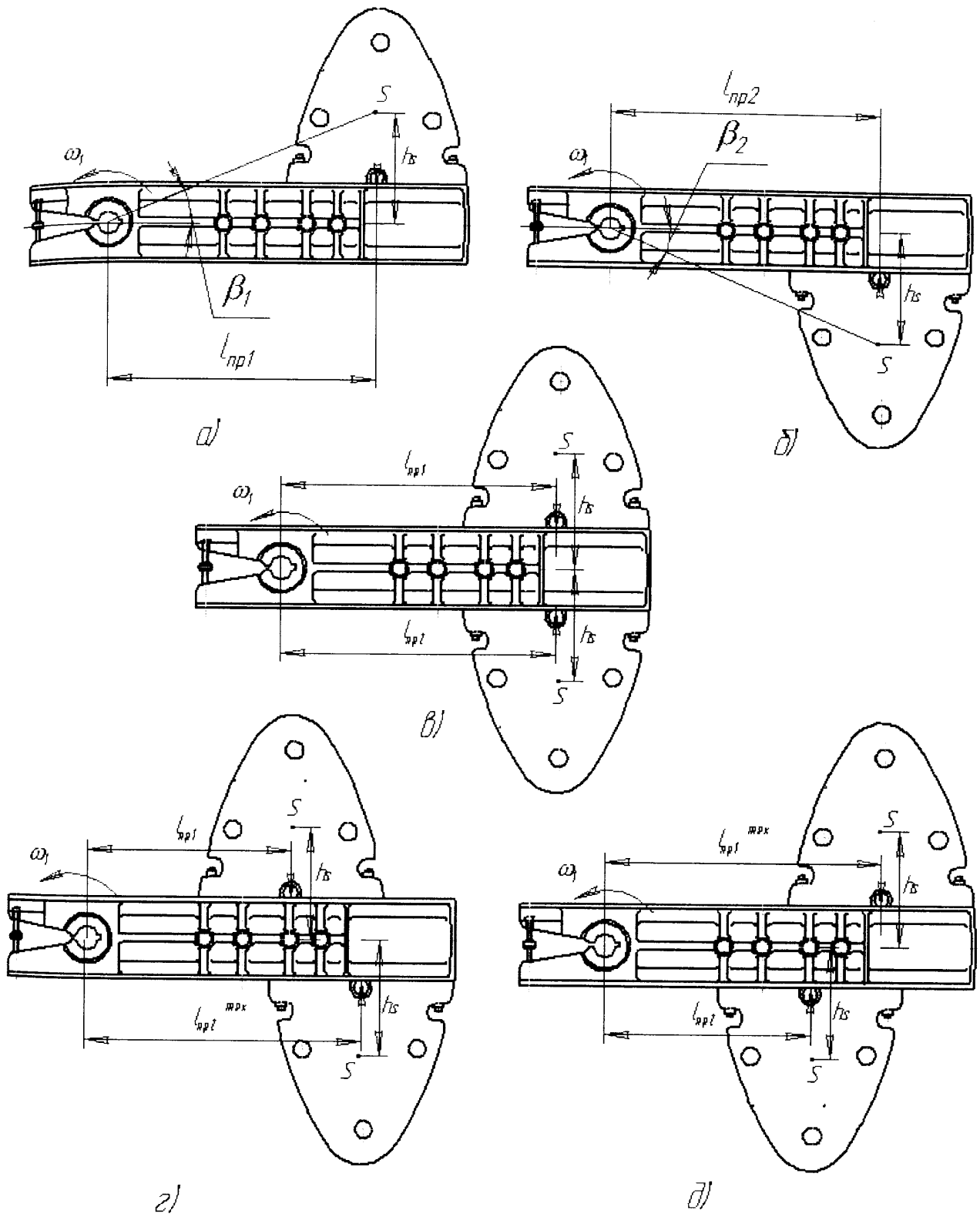


Рис. 4.2 Варіанти розміщення кривошипних противаг

$$\begin{cases} R_{01}^X = F_R + R_{21} \cdot \cos(\varphi_2) = \frac{2 \cdot M_p \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}{d_k \cdot \cos(\beta)} + R_{21} \cdot \cos(\varphi_2), \\ R_{01}^Y = R_{21} \cdot \sin(\varphi_2) - (G_{кр} + G_{нр} + F_t) = R_{21} \cdot \sin(\varphi_{12}) - \left(G_{кр} + G_{нр} + \frac{2 \cdot M_p}{d_k} \right), \end{cases} \quad (4.13)$$

де F_R - радіальна складова сили, що діє в зубчатому зачепленні вихідної ступені редуктора (при використанні зубчатої косозубої передачі тихохідної ступені редуктора);

d_k - дільний діаметр зубчатого колеса;

φ_2 - кут, що утворює шатун з віссю X при повороті кривошипа на кут φ_1 ;

M_p - рушійний момент, що діє на валу кривошипа.

β - кут нахилу зубців колеса;

$\alpha = 20^0$ - стандартний кут зубчатого зачеплення.

При порівнянні варіантів зрівноважування додатково визначаємо момент інерції кривошипного вала з врахуванням місця розміщення та кількості противаг. Відомо [73], що момент інерції впливає на нерівномірність обертання кривошипного вала, тому з кількох варіантів зрівноважування перевагу будемо надавати тому, де момент інерції максимальний. Момент інерції кривошипа з врахуванням маси всіх його деталей (див. рис. 4.1) визначаємо за формулою:

$$J_{кр} = \frac{\pi \cdot d_k^4}{16} \cdot b_k \cdot \rho_c + \frac{m_{кр} \cdot r_{max}^2}{4} + \frac{m_{нр}}{12} \cdot \sum_{i=1}^N l_{нр_i}^2, \quad (4.14)$$

де b_k - ширина зубчатого колеса;

ρ_c - густина матеріалу зубчатого колеса;

$m_{кр}$ - маса кривошипів;

$m_{нр}$ - маса однієї пари кривошипних противаг;

$l_{нр_i}$ - відстань до центру мас противаги.

При балансірному зрівноважуванні, яке виконується розміщенням на балансірі певної кількості противаг, необхідний максимальний момент, що створює одна противага, визначається з формули (3.29). Максимальне значення

визначаємо при горизонтальному розміщенні балансира, тому при цьому сили інерції не враховуємо:

$$M_{lзр}^{max} = G_{кр} \cdot \frac{r_{кр}}{2} + \left(G_{нр1}^{\bar{b}} \cdot l_{s1}^{max} \pm G_{\Sigma} \cdot k_l \right) \cdot P'_{3max}, \quad (4.15)$$

де $G_{нр1}^{\bar{b}}$ - максимальна вага противаги з набору;

l_{s1}^{max} - максимальна відстань розміщення центру мас однієї противаги.

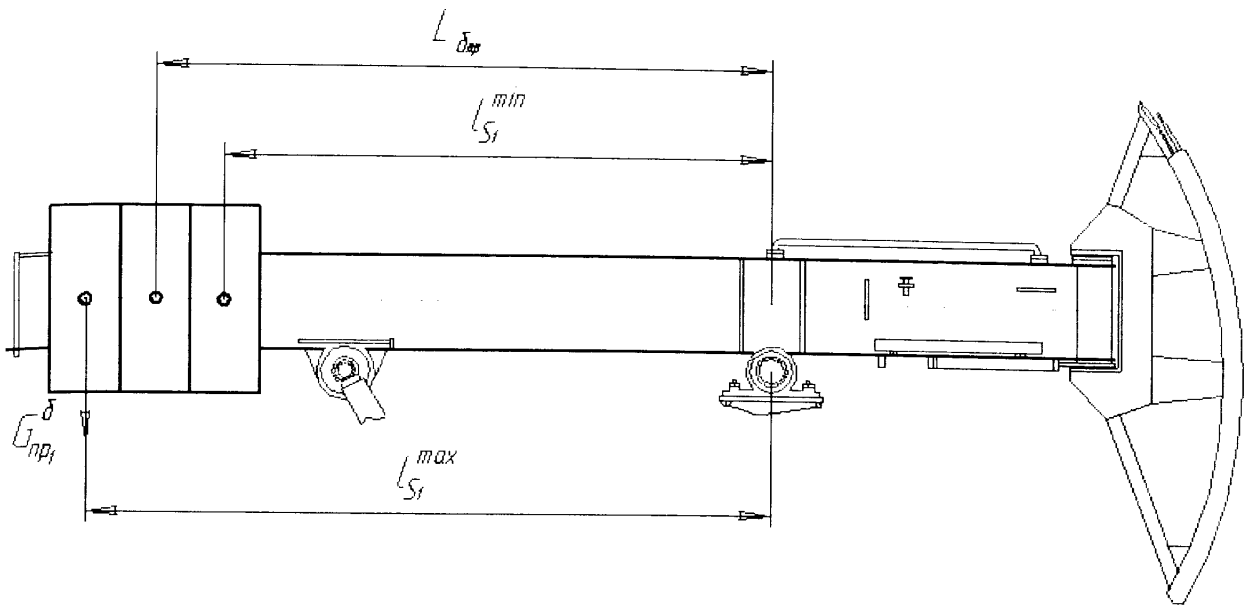
Необхідна кількість розміщення противаг визначається з умови відсутності деформацій стиску в шатунах. Виконання цього забезпечує відсутність зміни знаку в реакції R_{12} , додатній напрям якої показано на рис. 2.12 та мінімальне додатне значення визначається згідно формули (2.28). Необхідна кількість противаг розраховується по формулі (4.11) та округляється до найменшого цілого числа.

У випадку, коли балансиrne зрівноважування верстата-качалки відбувається переміщенням противаги сталої ваги (рис. 4.3б), необхідну відстань розміщення противаги визначається з формули (3.28).

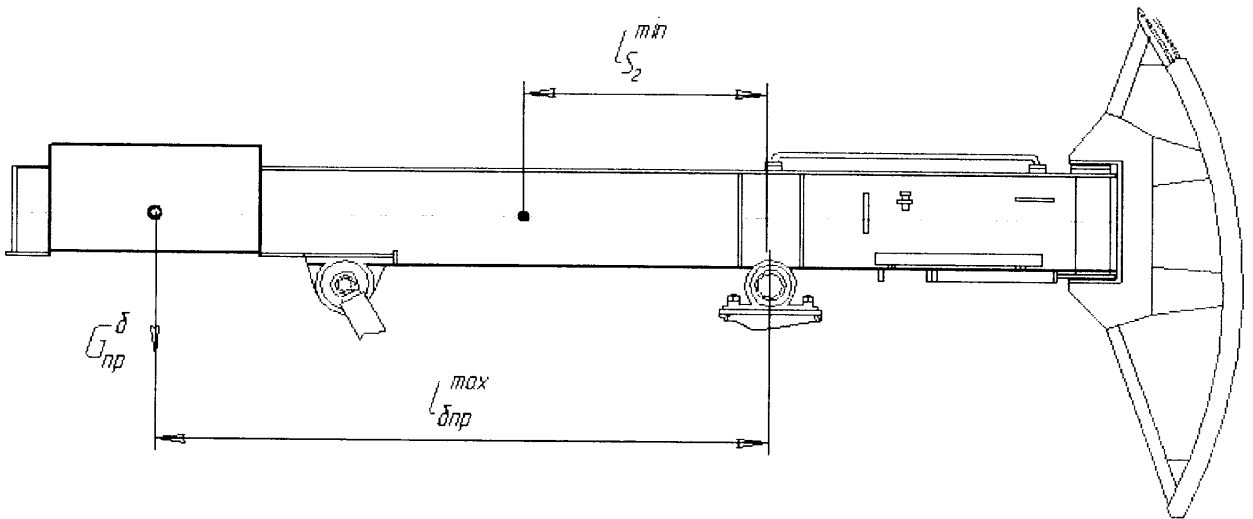
Вказані вище методи виконання балансирного зрівноважування мають свої переваги та недоліки. Так, при виконанні зрівноважування набором вантажів, отримаємо менше навантаження опори балансира в порівнянні з методом переміщення вантажу сталої маси. Переваги другого варіанту полягають в полегшеному переміщенні противаг, а перший - більш трудомісткий.

4.2. Контроль зрівноважування та дозрівноважування верстата-качалки

На практиці використовують контроль зрівноважування верстата-качалки користуючись значеннями струму електродвигуна при русі штанг вгору та вниз [82]. Цей метод має свої недоліки, оскільки амперкліщі – інерційний прилад і його покази досить неточні при неповному завантаженні електродвигуна, що частіше всього має місце на практиці [33].



а)



б)

Рис. 4.3 Схеми виконання балансного зрівноважувала верстата-качалки:

- а) набором вантажів;
- б) вантажем сталої ваги.

Тому більш доцільно було б проводити контроль і дозрівноважування верстата-качалки по графіку зміни крутного моменту кривошипа. Це також дозволить контролювати коефіцієнт форми моменту кривошипного вала K_ϕ , який безпосередньо впливає на споживання електроенергії двигуном верстата-качалки та на його ККД [36].

Мінімізацію коефіцієнту форми крутного моменту проводимо визначаючи мінімум середньоквадратичного відхилення виразу:

$$U = \int_0^{2\pi} \sqrt{M_{кр}^2} d\varphi_l . \quad (4.16)$$

Вихідними даними при цьому виступають діаграма навантаження точки підвіски штанг в залежності від ходу плунжера глибокого насоса (динамограма), геометричні параметри виконавчого механізму верстата-качалки та початкова відстань розміщення противаг.

При цьому значення зведеного моменту кривошипа розраховується з врахуванням кількості пар противаг, варіанту їх розміщення на кривошипах та з врахуванням сил інерції. Паралельно проводиться порівняння значення реакцій, що діють в опорах кривошипного вала.

Найкращим приймається варіант зрівноважування верстата-качалки при якому отримаємо мінімальне значення виразу формули (4.16) та найменше значення реакцій в опорах кривошипного валу.

За даною методикою проведено перевірку ступеня зрівноважування верстатів-качалок, що використовуються в НГВУ “Долинанафтогаз” ВАТ “Укрнафта” (Додаток Г).

При цьому використані геометричні параметри виконавчого механізму верстата-качалки UP12T-3000-5500, який експлуатується на більшості свердловин НГВУ. Значення сили, що діє в точці підвіски штанг, прийнято з динамограм зусиль на полірованому штоці, знятих на свердловинах №237, 238, 249 Долинського родовища (рис. 4.4).

В табл. 4.1 приведені результати визначення максимумів крутного моменту, що діє на кривошипному валу редуктора верстата-качалки при фактичних

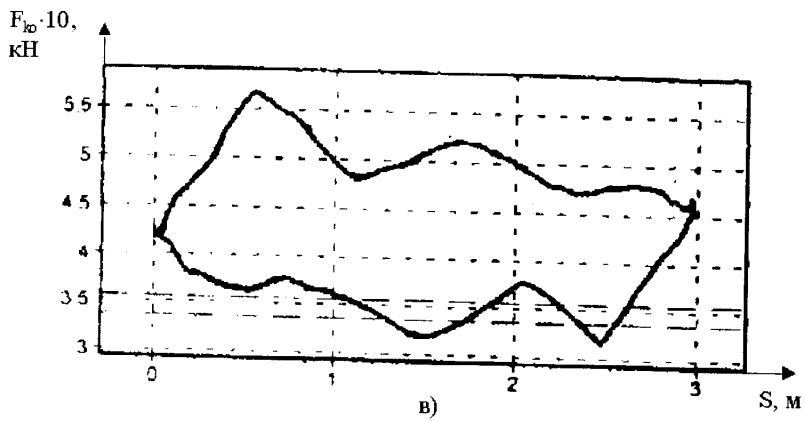
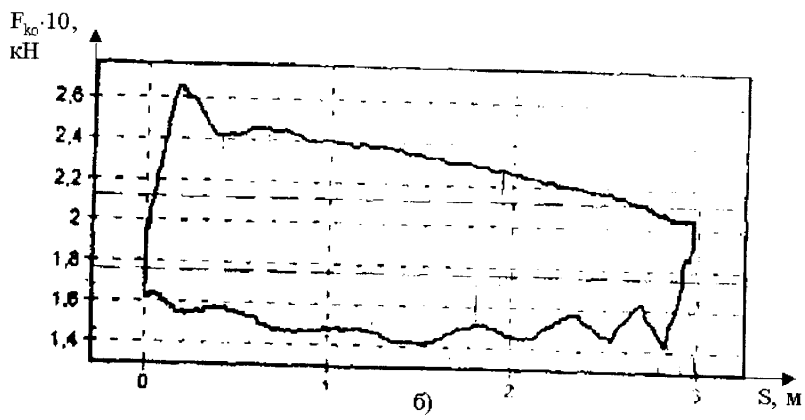
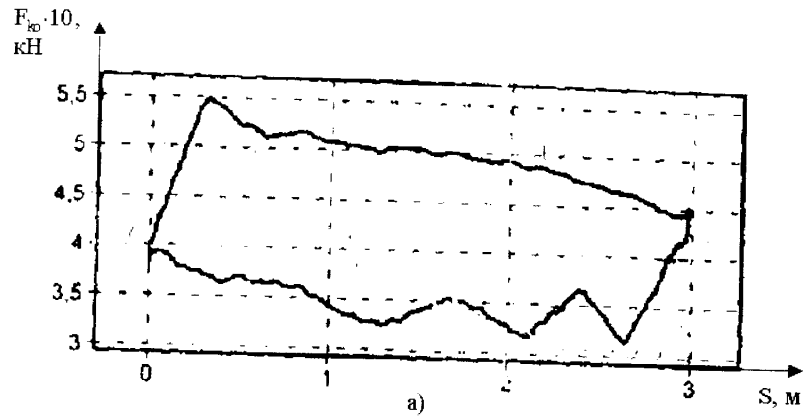


Рис. 4.4 Динамограммы работы глубинного насоса:

а) – свердловина №237; б) - свердловина №238; в) - свердловина №249

відстанях $l_{пр1}$ та $l_{пр2}$ розміщення противаг. Для порівняння якості виконання зрівноважування приводиться розрахунковий крутний момент кривошипа, визначений з умови мінімуму середньоквадратичного відхилення.

Таблиця 4.1

Фактичні та розрахункові параметри

| № св. | Крутний момент | Максимуми крутних моментів, кНм | | | | Параметри противаг | | |
|-------|----------------|---------------------------------|-----------|---------------|-----------|------------------------|-----------|----------|
| | | при ході вгору | | при ході вниз | | відстань розміщення, м | | вага, кН |
| | | Додатній | Від'ємн. | Додатній | Від'ємн. | $l_{пр1}$ | $l_{пр2}$ | |
| 237 | фактичний | 14.4 | 9.4 | 40.4 | 20.1 | 0.96 | 1 | 51.8 |
| | розрахунковий | 27.5 | відсутній | 27.5 | 26 | 0.65 | 0.65 | 51.8 |
| 238 | фактичний | відсутній | 30.7 | 47 | відсутній | 0.77 | 0.76 | 51.8 |
| | розрахунковий | 11.1 | відсутній | 12 | 8.3 | 0.15 | - | 25.9 |
| 249 | фактичний | 16.8 | 9.1 | 40 | 17 | 1 | 1 | 51.8 |
| | розрахунковий | 26 | відсутній | 26 | 25.5 | 0.68 | 0.68 | 51.8 |

Аналізуючи результати розрахунків, можна відзначити для свердловини №237, що верстат-качалка не зрівноважений. Внаслідок цього на кривошипному валу редуктора діє завищений додатній крутний момент на початку ходу штанг вниз $M_{max}=40,4\text{кНм}$ (рис. 4.5а), тоді як розрахункове значення, отримане з умови рівності максимумів $M_{max}=27,5\text{кНм}$. Розміщення противаг на вибраних відстанях спричиняє виникненню двох від'ємних крутних моментів: в кінці ходу штанг вгору, на протязі повороту кривошипа від 70^0 до 170^0 від крайнього положення і в кінці ходу штанг вниз, на протязі кута повороту від 296^0 до 360^0 . Для покращення зрівноважування необхідно розмістити противаги на відстані 0.65м, при цьому можна зменшити максимум крутного моменту на початку ходу вниз до 27.5 кНм, тобто на 49% , і отримати тільки один від'ємний крутний момент. Як позитив можна відзначити, що при цьому зменшиться амплітуда крутного моменту, що також впливає на довговічність деталей редуктора та енергоспоживання .

Як видно з рис. 4.5б, вибрана відстань розміщення противаг не дозволяє зрівноважити верстат-качалку, що розміщується на свердловині №238, оскільки крутний момент для ходу вгору майже на протязі всього ходу від'ємний і його

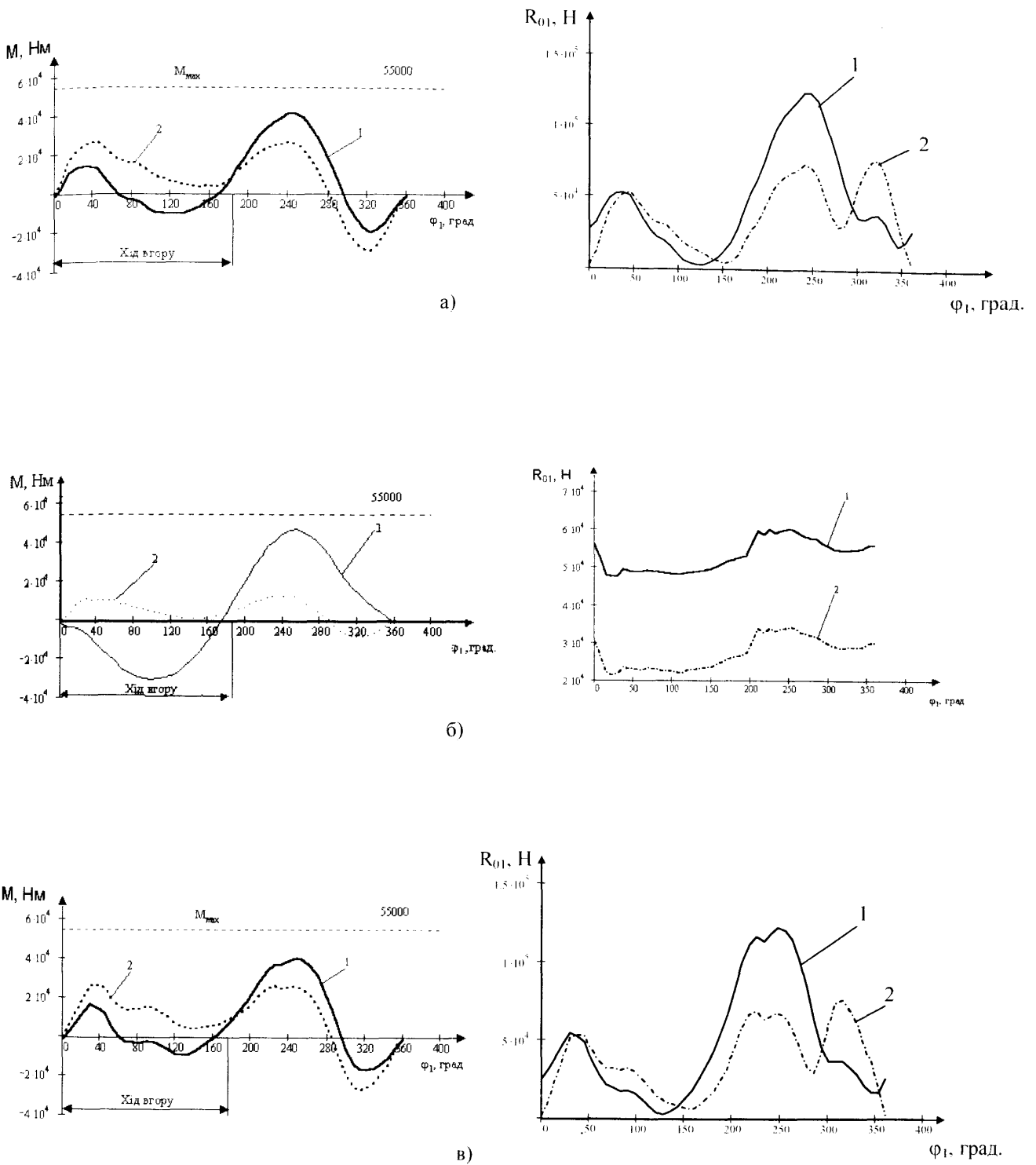


Рис. 4.5 Значення крутного моменту та реакції, що діють в опорах кривошипного вала для верстатів-качалок:
 а) – св.№237; б) – св.№238; в) – св.№249;
 1 – діючі значення; 2 – після виконання дозрівноважування.

максимальне значення складає 30.7кНм, а при ході вниз відбувається різка зміна його знаку, різко збільшується додатній крутний момент, який сягає значення 47кНм.

Такий результат пов'язаний з тим, що вага противаг завищена, а це також приводить до надлишкового навантаження опор редуктора, що видно при порівнянні реакцій з рис. 4.5б.

При зменшенні ваги противаг вдвічі та розміщенні їх на відстані 0.15м від осі обертання вала кривошипа можна значно зменшити крутний момент редуктора та реакцію в опорах вала кривошипів. При цьому максимуми додатного крутного моменту будуть складати 12.8кНм, тобто максимальний момент зменшиться в 3.7раз, в кінці ходу вниз з'явиться від'ємний крутний момент рівний 8.3кНм, який буде меншим у порівнянні з першим варіантом розміщення противаг. Зменшення ваги противаг призведе до значного зменшення реакцій опор кривошипного вала.

На рис. 4.5в приведено графік крутного моменту кривошипа для свердловини №249. Можна відмітити, що вага противаг підібрана вірно, проте місце їх розміщення на кривошипах також визначено неточно. Внаслідок цього на кривошипному валу редуктора діє завищений додатній крутний момент на початку ходу штанг вниз $M_{1\max}=40\text{кНм}$. Також, таке розміщення противаг спричиняє виникненню двох від'ємних крутних моментів в кінці ходу штанг вгору, на протязі повороту кривошипа від 60° до 165° від крайнього положення і від'ємного моменту, в кінці ходу штанг вниз, на протязі кута повороту від 295° до 360° . Максимальні значення від'ємного крутного моменту для ходу вгору складають 8.5кНм, для ходу вниз – 15кНм. Покращити роботу верстата-качалки можна при зменшенні відстані розміщення противаг до 0.68м. При цьому зменшаться максимуми крутного моменту на початку ходу вниз до 26 кНм, тобто на 60% і отримаємо тільки одну частину від'ємного моменту кривошипа.

4.3. Умови зменшення навантаження опор редуктора

При силовому розрахунку реакції опори кривошипного вала редуктора верстата-качалки, який проводиться згідно схеми рис. 4.1, постає питання полегшення умов роботи підшипників.

Про навантаження опор свідчить годограф реакції R_{01} , за допомогою якого можна визначити перевагу певної складової, проекцій R_{01}^y в навантаженні опори, та визначити міроприємства до її зменшення.

На рис. 4.6 показані графіки навантаження опори вала кривошипа трьох схем: аксіальної та дезаксіальних з від'ємним та додатнім дезаксіалом. В усіх випадках розрахунки проводились для однакових параметрів глибинного обладнання.

Форма годографа реакції верстата-качалки аксіальної схеми дозволяє відзначити, що навантаження опори переважно зосереджено в I-III квадрантах, для схеми з від'ємним дезаксіалом в II-IV, а для схеми з додатнім дезаксіалом переважно в I квадранті. Для більш повного аналізу проводиться побудова графіків залежності повної реакції R_{01} та її проекцій R_{01}^y , R_{01}^x від кута повороту кривошипа.

Наприклад, в додатку Б, приведено силові характеристики верстата-качалки додатного дезаксіалу: значення крутного моменту кривошипа, абсолютного значення реакції R_{01} та її проекцій для трьох варіантів проведення зрівноважування – шляхом регулювання відстані розміщення верхньої пари кривошипних противаг, нижньої пари та одночасно двох пар (див. рис. 4.2а,б,в). З графіків а, б (додаток Б) можна відзначити, що найкращим варіантом для проведення зрівноважування є регулювання розміщенням верхніх балансирних вантажів. При цьому отримаємо найменше значення як додатнього так і від'ємного крутних моментів кривошипа.

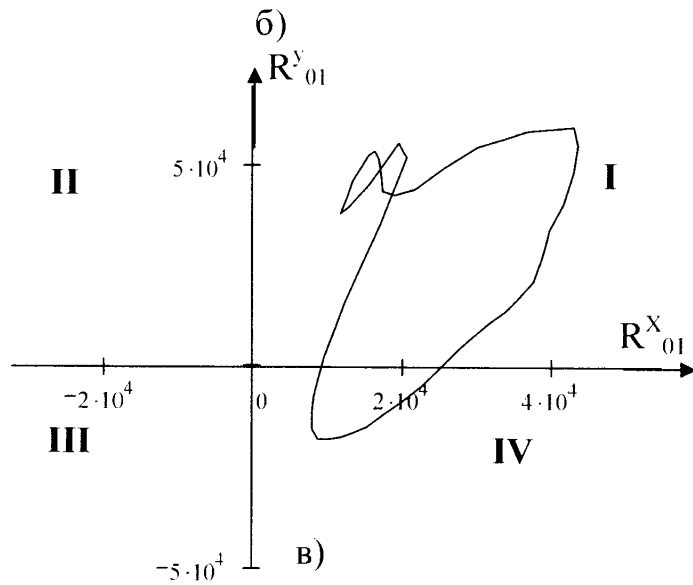
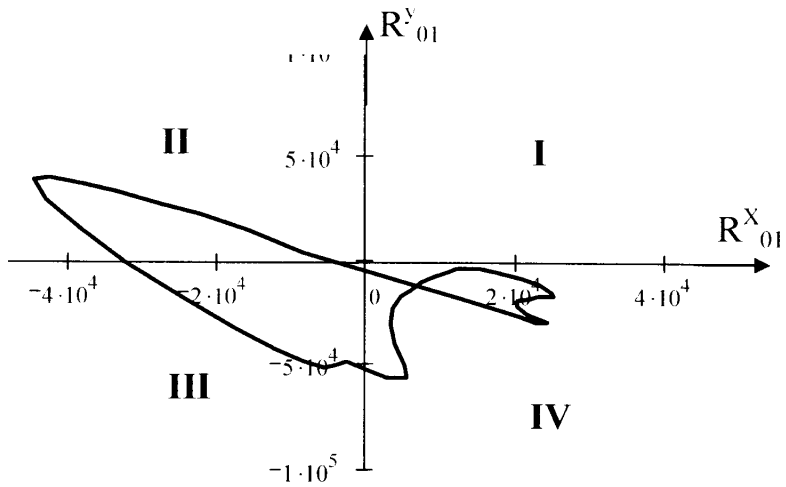
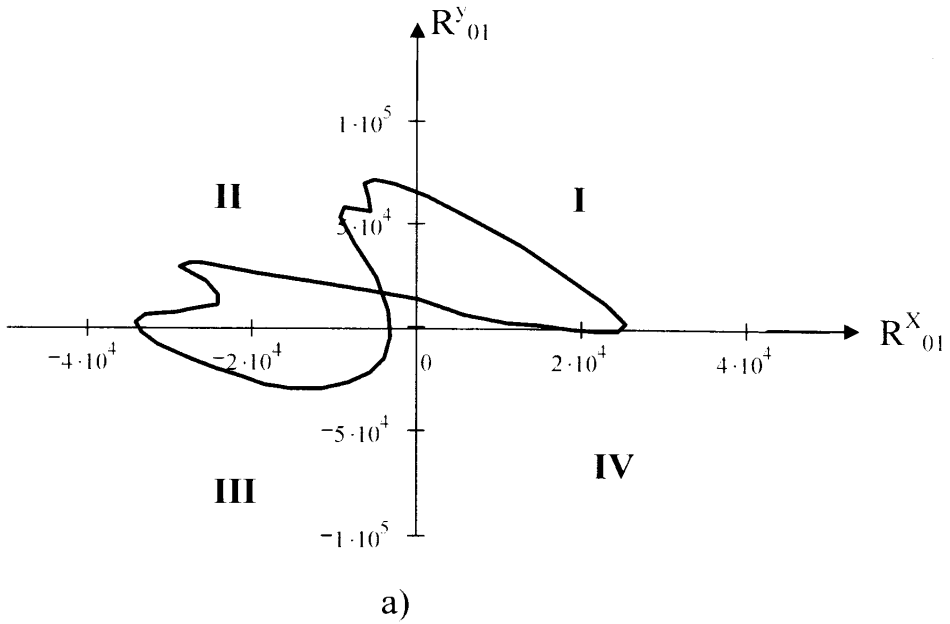


Рис. 4.6 Годографи реакцій вала кривошипа верстата-качалки:

а) – аксіального; б) – від'ємного дезаксіалу; в) – додатного дезаксіалу

Правильний вибір кута нахилу осі на якій лежать центри обертання зубчатих коліс дозволяє зменшити реакцію R_{01} . Для визначення цього кута запишемо рівняння (4.12) в вигляді:

$$\begin{cases} R_{01}^x = \frac{2 \cdot M_p}{d_k} \cdot \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \cos(\delta)}{\cos(\beta)} - \cos\left(\frac{\pi}{2} - \delta\right) \right] + R_{21} \cdot \cos(\varphi_2), \\ R_{01}^y = R_{21} \cdot \sin(\varphi_{12}) - \left(G_{kp} + G_{np} + \frac{2 \cdot M_p}{d_k} \cdot \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha) \cdot \sin(\delta)}{\cos(\beta)} + \sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta\right) \right] \right). \end{cases} \quad (4.17)$$

Провівши необхідні обчислення визначаємо, що даний кут має складати 180° . При цьому максимальне значення реакції зменшиться на 54%. Тобто для двоплечих верстатів-качалок вигідніше, щоб осі зубчатих передач першої та другої ступенів редуктора знаходились з правого боку від осі обертання кривошипного вала (рис. 4.7). Напрямок обертання кривошипа – за годинниковою стрілкою, свердловина розміщується справа.

Аналогічні розрахунки можна провести для будь-якої схеми верстата-качалки.

4.4. Шляхи вдосконалення зрівноважування верстата-качалки

З усього вищезгаданого можна зробити висновок, що існує три основних способи покращення ефективності роботи діючої свердловинної штангової наземної установки: постійний контроль стану наземного обладнання, механізація переміщення противаг та розробка пристроїв для компенсації від'ємної частини крутного моменту кривошипа.

4.4.1 Метод контролю за зрівноваженням верстата-качалки

Основним методом, по якому визначається робочий стан глибинного плунжерного насосу, залишається вимірювання зусилля на полірованому штоці в функції переміщення точки підвіски штанг, графік якого відомий під назвою динамограми [60, 61, 83, 84, 85, 86]. Запис динамограм здійснюється за

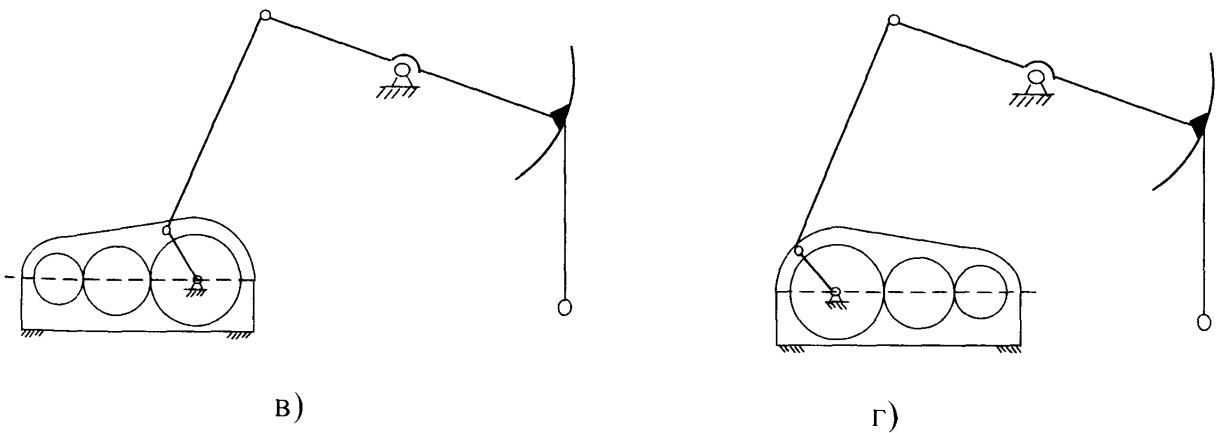
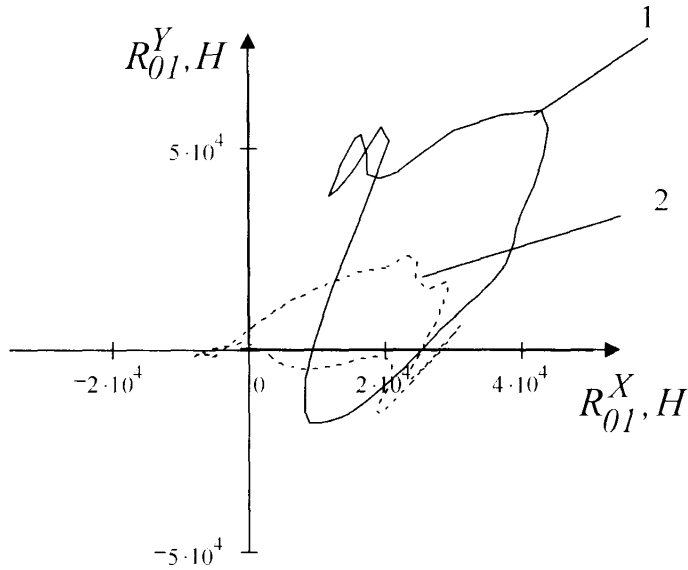
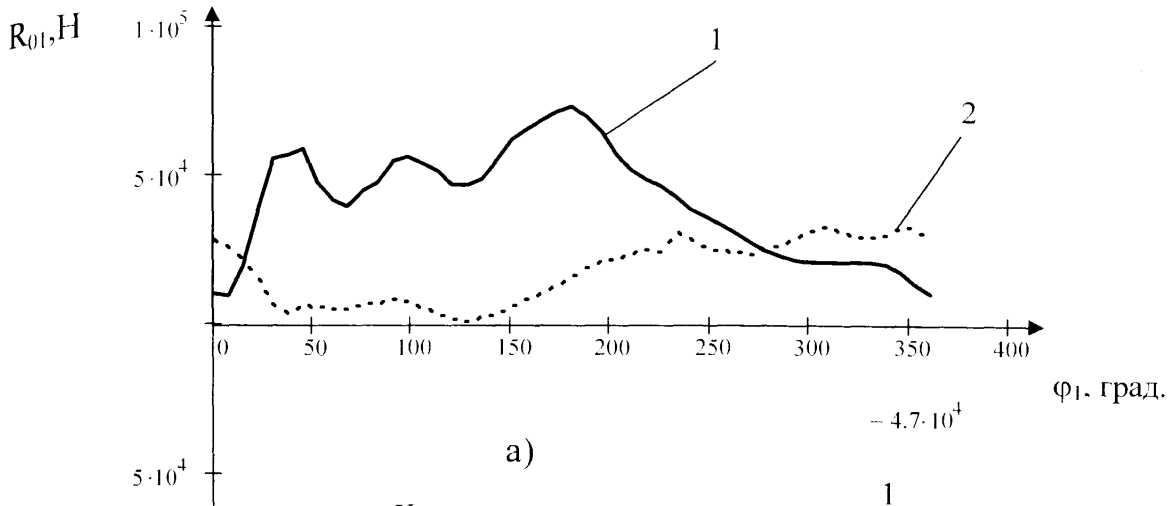


Рис. 4.7 Раціоналізація конструкції верстата-качалки:

- а) – зміна абсолютних значень за один оберт кривошипа;
- б) – годографи реакцій при розміщенні вхідного вала редуктора:
1 – по стандартній схемі; 2 – по схемі з зменшеною реакцією опори кривошипа;
- в) – стандартне розташування зубчатих ступеней;
- г) – раціональне.

допомогою давачів, закріплених безпосередньо на полірованому штоці або на балансірі.

Поряд з цим проводиться розробка нових методів [87, 88, 89, 90, 91], основаних на аналізі потоку рідини, що поступає з експлуатаційної колони, чи коливань колони штанг [58].

Ряд патентів відображає напрямок роботи по запобіганню аварійних ситуацій викликаних незрівноваженістю верстатів-качалок [82, 92].

На основі аналізу патентної інформації та робіт, присвячених даній тематиці [93, 94, 95], можна виділити три основних напрямки по яких проходить розвиток систем контролю і керування роботою верстатів-качалок:

- розробка нових та удосконалення існуючих методів діагностування як наземного, так і глибинного обладнання;
- розробка математичних моделей та комп'ютерних програм для проведення розпізнавання стану та виробітку оптимального управління робочим процесом глибинної установки;
- розробка нових давачів та пристроїв для зняття даних, по яких проводиться аналіз робочих характеристик верстатів-качалок.

Поряд з тим, поза увагою залишився ще один силовий параметр верстата-качалки, по якому досить точно можна проводити діагностування як наземного так і глибинного обладнання – крутний момент кривошипного вала. Ряд авторів використовують цю характеристику для діагностування інших механізмів [96, 97]. Побудувавши його залежність від кута повороту кривошипа, можна виділити ділянки кута повороту кривошипа, які відповідають основним фазам робочого циклу верстата-качалки (див. рис. 2.18б). В попередніх розділах показано, що аналізуючи форму крутного моменту можна визначити як стан глибинного насоса, так і стан зрівноваженості верстата-качалки, а врахувавши ККД обладнання – споживану потужність електродвигуна. Перевага діагностування обладнання за механічною характеристикою, крутним моментом кривошипа, полягає в тому, що давач заміру крутного моменту встановлюється на валу

редуктора, може розміщуватись там постійно не заважаючи роботам на свердловині та пов'язаних з ремонтом чи заміною електродвигуна.

Постійність розміщення давача крутного моменту дозволить отримати інформацію про стан обладнання глибинонасосної штангової свердловинної установки в будь-який момент часу і стати основою для розробки системи оптимізаційного керування її роботою. Метод діагностики та управління верстатом-качалкою на основі аналізу форми графіка крутного моменту кривошипа ліг в основу госпдоговірної тематики “Розробка та промислові випробовування ПТК по керуванню верстатом-качалкою”, яка виконувалась в 2002-2003р. для ВАТ “Укрнафта” і в якій автор приймав безпосередню участь [98].

Схема управління верстатом-качалкою на основі давача крутного моменту показана на рис. 4.8.

Для виміру крутного моменту вала існує кілька методів: метод вимірювання нормальних та тангенційних деформацій вала тензодавачами [99, 100], електричні методи [101].

4.4.2 Пристрій для компенсації від'ємної частини крутного моменту

Зміна знаку крутного моменту кривошипа приводить до негативних наслідків в роботі редуктора, пасової передачі та привідного двигуна. Висока ступінь нерівномірності форми графіка крутного моменту викликана неідеальністю прийнятих методів зрівноважування. В усьому світі постійно ведеться пошук шляхів вирішення цієї проблеми. Дослідження покращення зрівноважування проводились і вченим нашого університету докт. техн. наук, професором Б.Д.Мальком, де в роботі [74] запропоновано ряд схем для вирівнювання форми крутного моменту. Разом з тим, проблема повністю не вирішена ще й до цього часу.

Найкращі результати при вирівнюванні діаграми крутного моменту отримала схема верстата-качалки із зрівноважуванням додатковими противагами,

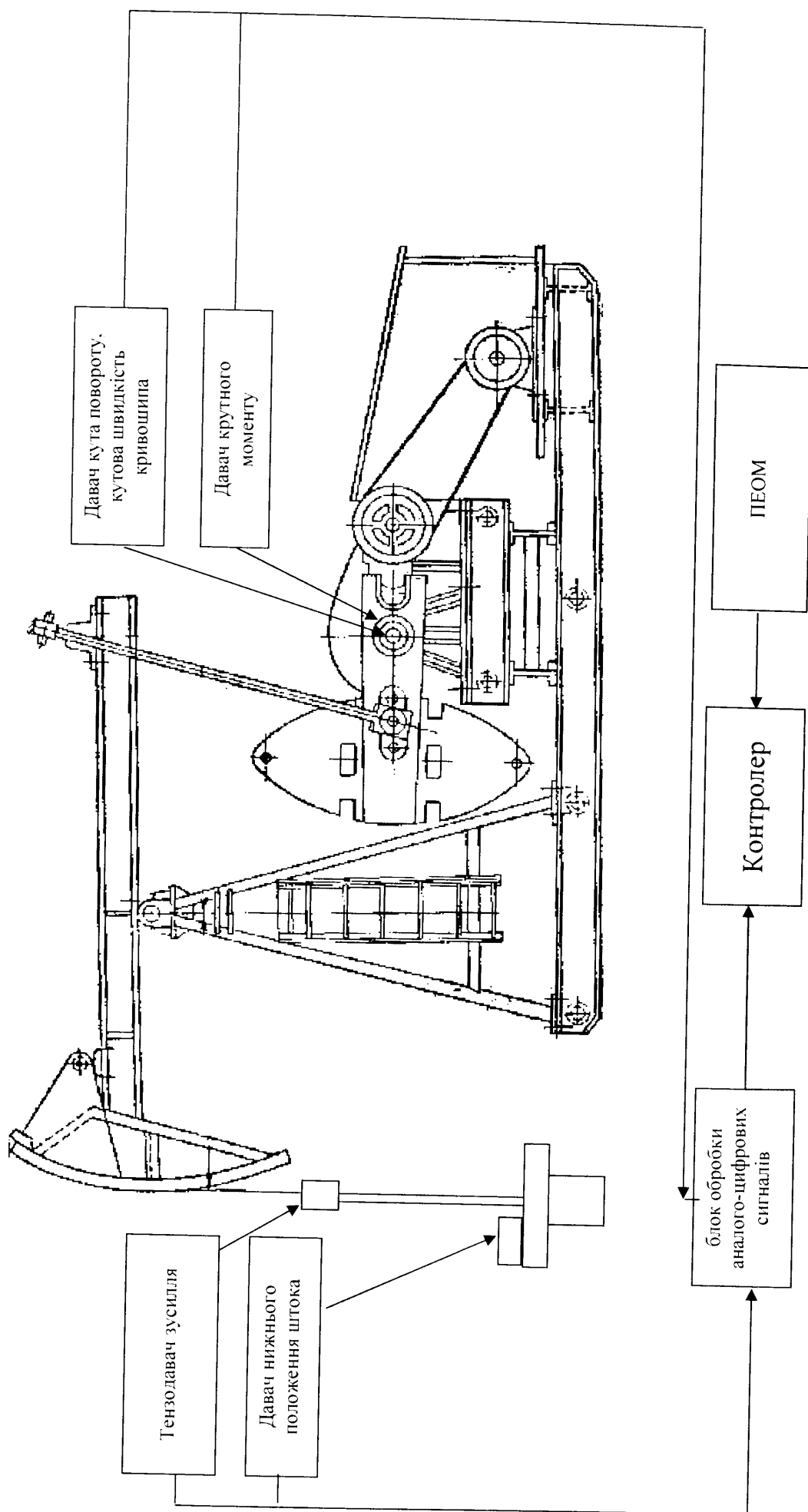


Рис. 4.8 Схема інформаційно-керуючої системи верстака-качалки на основі

давача крутного моменту кривошипного вала

які обертаються з подвійною частотою [21] (рис. 4.9).

Разом з тим, при виконанні зрівноважування по такій схемі не компенсується вплив зміни в станах глибинного насоса, а сама схема збільшує металоемність верстата-качалки та призводить до збільшення використання електроенергії. Питання вирівнювання діаграми крутних моментів стоїть гостро і в інших галузях промисловості. Так відомо ряд робіт, виконаних під науковим керівництвом К.В.Тіра в Українському поліграфічному інституті. Головна ідея проведення цих робіт полягає в тому, що для зрівноважування механізмів використовуються пристрої, які створюють крутний момент, що змінюється відповідно до заданої програми. В якості програмних носіїв використовуються кулачкові механізми [102]. При використанні даної методики зрівноважування можна отримати хороші результати для процесів, де сила чи момент опору за робочий цикл машини з часом не змінюються або змінюються незначно.

Разом з тим, добре відомо, що при роботі верстата-качалки умови в свердловині можуть постійно змінюватись: змінюватись густина газорідинної суміші, стан глибинного насоса та зростати сили тертя із-за відкладення парафіну на штанги та труби. Тому для компенсації відхилення крутного моменту необхідно використовувати пристрій, який постійно буде адаптуватись до змін в роботі верстата-качалки.

На рис. 4.10а показано схему пристрою для компенсації від'ємної частини крутного моменту кривошипа, який реагує на зміну стану навантаження вихідного вала редуктора, що пов'язано з умовами роботи глибинного обладнання.

Пристрій може встановлюватись на вихідному валу редуктора верстата-качалки 1 і складається з давача крутного моменту 2, важільного механізму 3, гідропідсилювача 4 та гальмівних колодок 5. Схему роботи компенсуючого механізму ілюструє рис. 4.10б.

Важільний механізм керує гальмівним пристроєм, який складається з гідропідсилювача та гальмівних колодок. Гальма починають працювати при досягненні крутним моментом кривошипа мінімально-допустимого значення

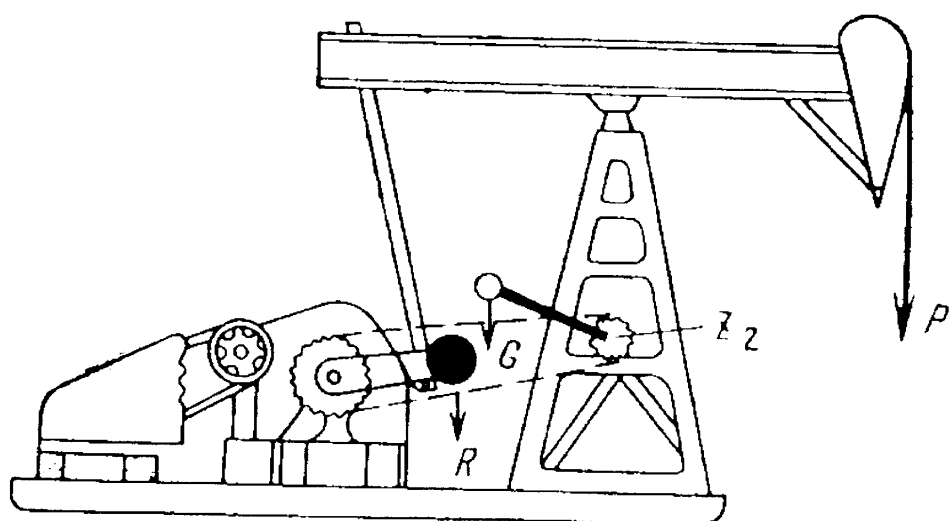
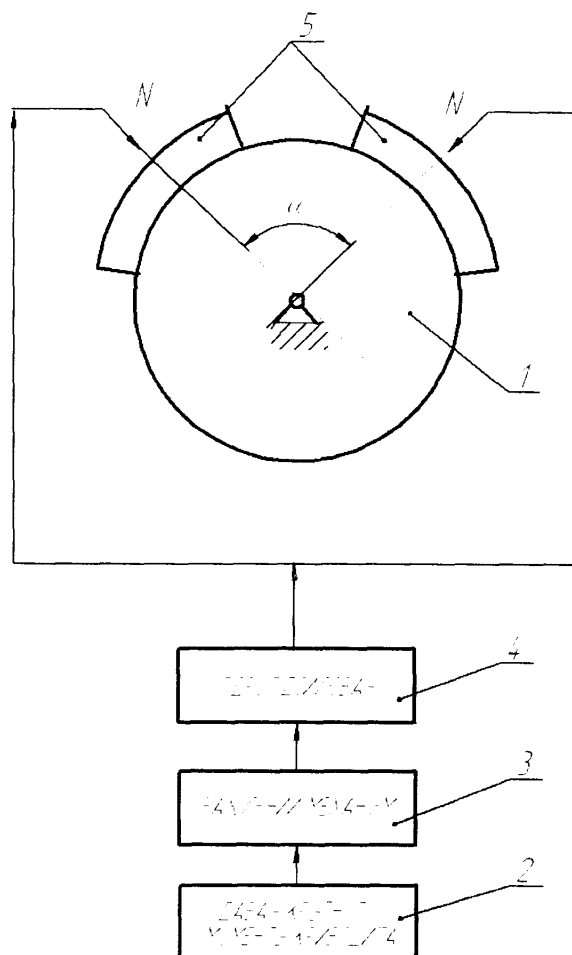
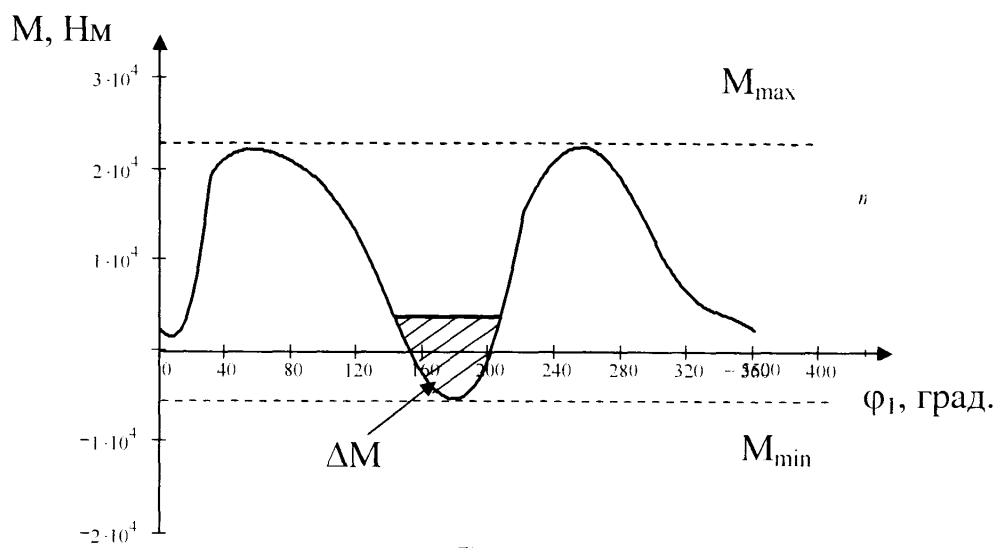


Рис. 4.9 Схема виконання зрівноважування противагами, що обертаються з подвійною частотою:



а)



б)

Рис. 4.10 Компенсация від'ємної частини крутного моменту кривошипного вала:
 а – схема пристрою; б – частина моменту, що підлягає компенсації

$M_{1\min}$ і перестають працювати при збільшенні крутного моменту. Таким чином, компенсується від'ємна частина зведеного моменту кривошипа. Оскільки гальма працюють тільки на протязі кута повороту кривошипа φ_c , то можна передбачити, що знос їх буде незначний. Використання компенсуючого пристрою дозволить уникнути реверсу зубчатої передачі.

Висновки

1 Виконання якісного зрівноважування верстата-качалки необхідно проводити по фактичному навантаженні точки підвіски штанг.

2 Спрощення розрахункових моделей призводить до похибок при визначенні необхідної кількості противаг та відстані їх розміщення.

3 Зрівноважування потрібно виконувати, по можливості, меншою вагою противаг оскільки при цьому зменшується навантаження опор редуктора;

4 Існує резерв для зменшення амплітуди та максимального значення крутного моменту кривошипа, оскільки енергія штанг в кінці ходу вниз не акумулюється і створює від'ємну частину крутного моменту.

5 Для компенсації негативного впливу зміни знаку крутного моменту необхідно використовувати пристрої, які доцільно встановлювати на кривошипному валу редуктора.

РОДІЛ 5

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

5.1. Задачі експериментальних досліджень

На кафедрі механіки машин створений стенд для проведення випробовувань приводів свердловинних штангових установок [8]. Стенд представляє собою зменшену модель верстата-качалки за допомогою якої можна створювати закон зміни навантаження, максимально наближений до реально діючого на практиці. Для цього навантажувальна система стенда повинна: 1 – використовувати властивості рідини, яка відповідає стану рідини в свердловині; 2 – моделювати жорсткість колони насосних штанг та їх вагу; 3 – моделювати процес навантаження приводу вагою стовпа рідини при ході вгору та розвантаження від її ваги при ході вниз; 4 – моделювати основні критичні стани глибинного насоса, які впливають на збільшення навантаження приводу.

Мета проведення дослідження – визначення впливу геометричних характеристик на крутний момент кривошипа, підтвердження математичної моделі та аналітичних розрахунків, моделювання режимів роботи верстата-качалки максимально наближених до діючих на привід при видобуванні рідини з свердловини.

5.2 Опис експериментальної установки

Загальний вигляд експериментальної установки показано на рис. 5.1; схема – на рис. 5.2.

Установка складається з таких основних частин:

I – привід;

II – виконавчий механізм;

III – навантажувальний пристрій;

IV – вимірювальна система.



а)



б)

Рис.5.1 Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження характеристик верстатів-качалок:
а) – установка з інформаційно-вимірною системою;
б) – навантажувачий пристрій.

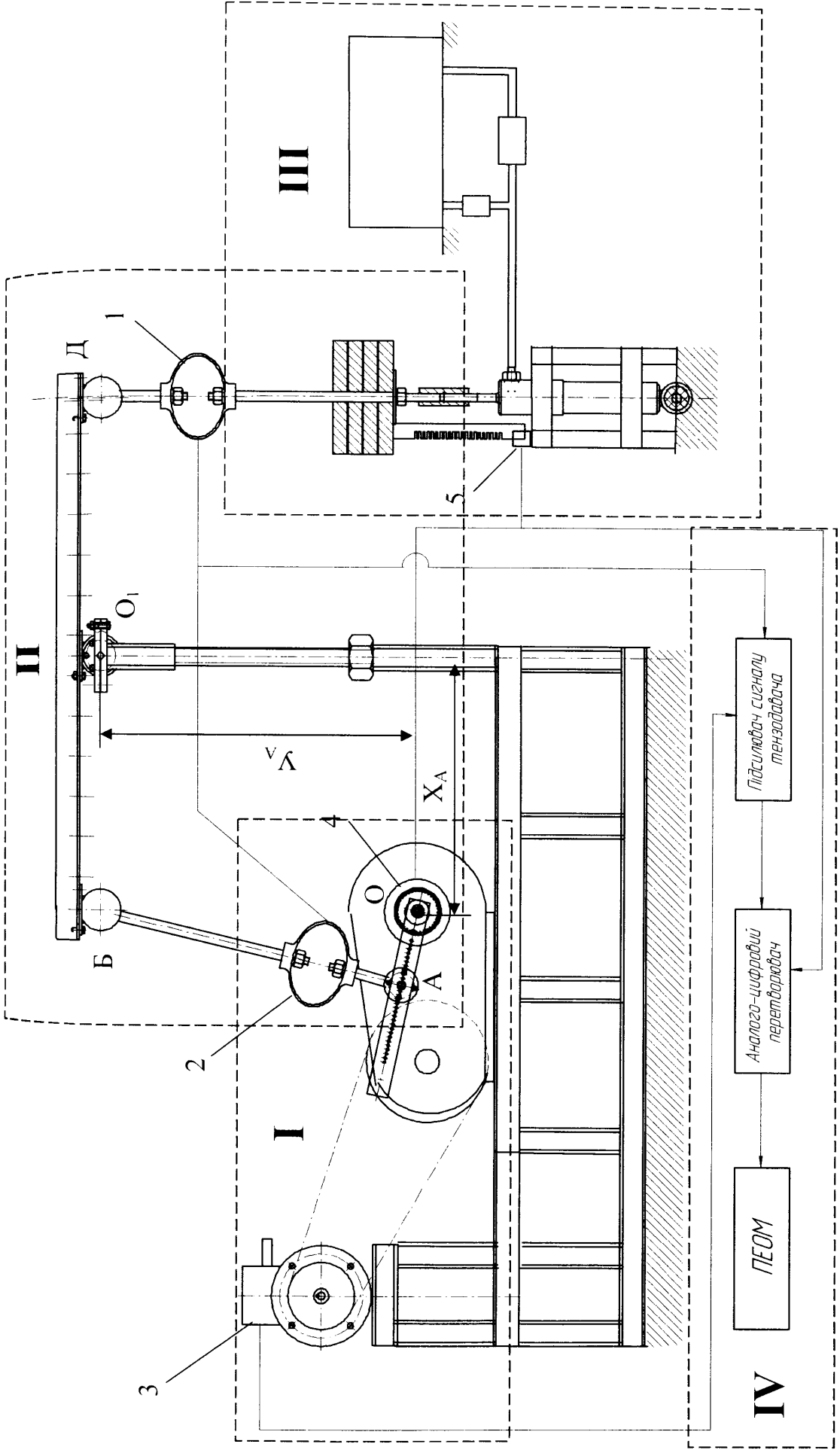


Рис. 5.2 Схема експериментальної установки

Привід складається з трифазного асинхронного електродвигуна, пасової передачі, двоступеневого циліндричного косозубого редуктора та виконавчого механізму.

Характеристики елементів приводу приведені в табл. 5.1 і забезпечують діапазон качань насоса експериментальної установки, що відповідає існуючим конструкціям верстатів-качалок.

Таблиця 5.1

Параметри приводу

| Вхідн. шків | Вихідн. шків | Перед. число | Оберти двигуна | Вх. вал редукт. | Заг.пер. число | Кутова швидк. | Число качань |
|-------------|--------------|--------------|--------------------------|--------------------------|----------------|---------------------------------|------------------------|
| d_1 , мм | D_2 , мм | u_1 | n_1 , хв ⁻¹ | n_2 , хв ⁻¹ | $u_{заг}$ | $\omega_{кр}$, с ⁻¹ | n , хв ⁻¹ |
| 104 | 235 | 2.26 | 1166 | 516 | 90.4 | 1.35 | 12.9 |
| 104 | 261 | 2.51 | 1166 | 465 | 100.4 | 1.21 | 11.6 |
| 77 | 235 | 3.052 | 1166 | 382 | 122.08 | 1 | 9.55 |
| 77 | 261 | 3.39 | 1166 | 344 | 135.6 | 0.9 | 8.6 |

Виконавчий механізм складається з кривошипа, шатуна та балансира, які виконані з можливістю зміни геометричних розмірів. Змінюючи довжину пасу пасової передачі та висоту опори балансира регулюються координати розміщення осі кривошипа відносно опори балансира, що дозволяє дослідити схеми виконавчого механізму з від'ємним, нульовим та додатнім дезаксіалами. Головка балансира відсутня, з'єднання балансира з підвіскою – шарнірне. Це пов'язано з тим, що довжина плечей балансира може змінюватись, а використання головки балансира сталого радіуса вносило б похибку в хід плунжера насоса.

Навантажувальний пристрій [109] (рис. 5.3) складається з основного навантажувального пристрою 1, виконаного у вигляді вантажів перемінної маси, що імітують вагу колони штанг та додаткового навантажувального пристрою - гідроциліндру 2 з одностороннім штоком, за допомогою якого імітується вага рідини, що знаходиться в свердловині. Гідравлічна навантажувальна система, що складається з ємності робочої рідини 3, дроселя 5 та зворотніх клапанів 6 та 7 використовується для створення необхідного тиску в гідравлічному циліндрі.

Вимірювальна система (див. рис. 5.2) складається з давачів сили 1,2 давачів лінійного 5 та кутового 4 переміщення, тахогенератора, який розміщується на

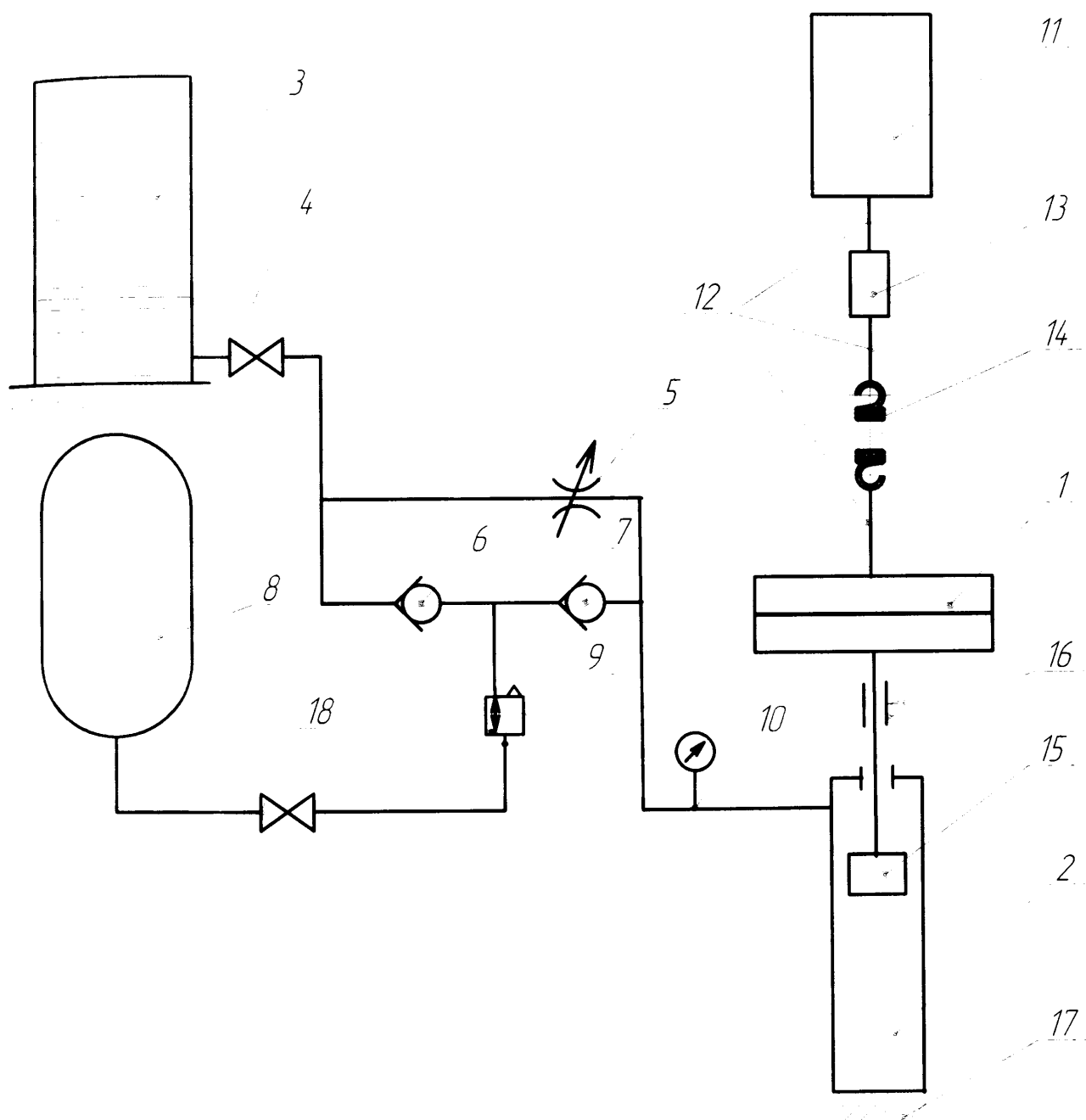


Рис. 5.3 Схема навантажувального пристрою

кривошипі, а також блоку підсилення сигналів давачів, аналого-цифрового перетворювача та персональної електронно-обчислювальної машини (додаток Д).

5.3. Робота установки

Експериментальна установка працює в такий спосіб (див. рис. 5.3): рух виконавчого механізму приводу 11 передається через гнучку ланку 12, підвіску 13 та пружний елемент 14 до штоку поршня 15 насоса односторонньої дії, який рухається в циліндрі 2 і на якому жорстко закріплено вантаж 1, що імітує вагу колони штанг. Робочий цикл складається з двох фаз – робочої, при русі поршня 15 вгору, коли на привід 11 діє максимальне навантаження та фази холостого ходу, при його русі вниз, коли на привід 11 діє мінімальне навантаження. В свою чергу робочий цикл складається з процесу сприйняття навантаження на ділянці АВ (рисунок 3.10а) та русі при максимальному навантаженні на ділянці ВС, а також з циклу холостого ходу, який складається з процесу зняття навантаження на ділянці CD та роботі приводу при мінімальному навантаженні на ділянці DA.

Під час робочого ходу поршень 15 здійснює рух в циліндрі 2 від нижньої мертвої точки до верхньої мертвої точки, положення яких залежать від геометричних характеристик приводу 11. На початку руху поршня 15 вгору на нього діють сили ваги основного навантажувального пристрою 1 та сила тиску рідини на поршень 15, що знаходиться в циліндрі 2 в порожнині над поршнем. На початку робочого ходу підвіска 13 рухається вгору, але дія вище вказаних сил спричиняє розтяг пружного елемента 14 і поршень 15 знаходиться в стані спокою до тих пір поки сила пружності, що виникає внаслідок розтягу пружного елемента 14 не стане рівною силі опору, яка складається з ваги вантажів 1 та сили тиску рідини на поршень 15. Далі, підвіска 13, пружний елемент 14, які зв'язані між собою та вантажами 1 за допомогою гнучкої ланки 12 та поршень 15 рухаються вгору разом, витісняючи рідину в трубопровід, що під'єднаний до верхньої порожнини гідравлічного циліндра 2. При цьому на привід 11 діє максимальне навантаження, значення якого регулюється дроселем 5 та контролюється за допомогою манометра 10. Під час руху поршня 15 вгору крани 4 та 18 відкриті, а повітряний клапан дистанційного керування 9 та зворотні клапани 6 та 7 закриті і

рідина витискається через дросель 5 в ємність 3. Робоча фаза, на протязі якої імітуються сили, що діють на привід свердловинної штангової установки при русі штанг вгору, діє до тих пір поки поршень 15 не досягне верхньої мертвої точки, і після того як підвіска 14 почне рухатись вниз, починається фаза холостого ходу.

На початку ходу поршня 15 вниз на привід 11 діє сила ваги вантажів 1, проти напрямку якої діє сила тертя гальмівного пристрою 16 об шток поршня 15 та сила, що діє при всмоктуванні рідини з ємності 3 на поршень 15. В результаті дії цих сил пружний елемент 14 буде скорочуватись до тих пір, поки сила його розтягу не досягне значення сили опору рідини, що засмоктується в гідравлічний циліндр 2 над поршнем 15. При цьому імітується процес зняття навантаження та дія мінімального навантаження на привід 11. Клапани 6 та 7 відкриті і, оскільки вони створюють менший опір ніж дросель 5, рідина, проходячи через них, потрапляє в порожнину корпусу гідравлічного циліндра 2, заповнюючи простір над поршнем 15.

Пневматичний клапан дистанційного керування 9 відкривається при русі поршня 15 вниз в тому випадку коли необхідно змоделювати рух поршня при неповному заповненні корпусу гідравлічного циліндра 2 рідиною з ємності 3. Цей випадок моделює роботу привода 11 при неповному заповненні корпусу циліндра 2 робочою рідиною із-за наявності в ній газу, що має місце при експлуатації свердловин з високим газовим фактором. При цьому змінюється закон навантаження привода 11, оскільки наявність повітря над поршнем 15 призводить до зміни процесу спадання навантаження (див. рис. 3.10б). При відкритому пневматичному клапані дистанційного керування 9 зворотній клапан 6 закритий, що запобігає попаданні газу в ємність робочої рідини 3, а клапан 7 – відкритий. Після закриття пневматичного клапана дистанційного керування 9 відкривається клапан 6 і в порожнину над поршнем 15 гідравлічного циліндра 2 починає потрапляти рідина. Регулюючи час, на протязі якого пневматичний клапан 9 знаходиться в відкритому стані, можна змінювати ступінь заповнення корпусу гідравлічного циліндра 2 рідиною, що впливає на закон зміни навантаження приводу.

Можливість зміни геометричних характеристик ланок виконавчого механізму (див. рис. 5.2) забезпечується тим, що:

- на кривошипі виконано ряд отворів з кроком в 10 мм;
- в опорі шатуна, в місці з'єднання з кривошипом, виготовлено наскрізний отвір. На шатуні нарізано різьбу і він фіксується гайками на опорі;
- вздовж балансира виконано ряд отворів, які забезпечують зміни співвідношення довжин переднього та заднього плечей з кроком в 50мм;
- стояк балансира в нижній частині виконаний в формі труби з нарізаною різьбою і має можливість рухатись в напрямній. Потрібний розмір висоти опори балансира фіксується за допомогою гайки.

5.4. Моделювання роботи верстата-качалки

5.4.1 Моделювання навантаження точки підвіски штанг

Подібність моделі і оригіналу є невід'ємною умовою адекватності моделювання навантаження верстата-качалки [104]. Оскільки критерій подібності є узагальненою характеристикою між моделлю і оригіналом, то визначивши коефіцієнт подібності через співвідношення максимального та мінімального навантаження верстата-качалки для заданої довжини ходу можна визначити необхідні параметри навантажувального пристрою.

Для визначення необхідного значення максимального навантаження експериментальної установки скористаємось геометричною подібністю теоретичних динамограм експериментальної установки та верстата-качалки (див. рис. 3.10а), тобто повинно дотримуватись співвідношення [103, 104, 105, 106]:

$$\frac{H^{уст}}{H^{БК}} = \frac{F_{max}^{уст}}{F_{max}^{БК}} = \frac{F_{min}^{уст}}{F_{min}^{БК}} = k_n \quad (5.1)$$

де $H^{уст}$, $H^{БК}$ - максимальна довжина ходу плунжера експериментальної установки та верстата-качалки заданого типорозміру;

$F_{max}^{уст}, F_{min}^{уст}$ - максимальне та мінімальне навантаження експериментальної установки;

$F_{max}^{BK}, F_{min}^{BK}$ - максимальне та мінімальне навантаження заданого типорозміру верстата-качалки;

k_n - коефіцієнт подібності, його значення визначаємо задавшись довжиною ходу плунжера експериментальної установки.

Значення максимального та мінімального навантаження установки визначається згідно наступної формули:

$$\begin{cases} F_{max} = F_{st} + F_{ц} + F_{тер} + F_{ин} \\ F_{min} = F_{st} - F_{тер} + F_{ин} \end{cases} \quad (5.2)$$

де F_{st} - вага вантажів основного навантажувального пристрою:

$$F_{st} = g \cdot \sum_{i=1}^n m_i \quad (5.3)$$

де g – гравітаційне прискорення;

m_i – маса i -го вантажу, що імітує вагу штанг;

n – загальна кількість вантажів.

$F_{ц} = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot p_{ц}$ - сила тиску рідини на поршень в гідравлічному циліндрі;

$p_{ц}$ – тиск рідини в гідравлічному циліндрі;

$F_{тер}$ - сила тертя штоку поршня об ущільнюючу манжету гідравлічного циліндра;

$F_{ин} = a \cdot \sum_{i=1}^n m_i$ - сила інерції основного навантажувального пристрою.

Значення максимального навантаження точки підвіски штанг глибинної насосної установки розраховані для різних глибин спуску насоса та чисел качань від 6 до 12 кач/хв. приводяться в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Значення максимального навантаження верстата-качалки в залежності від діаметру плунжера глибокого насоса та числа качань балансира (довжина ходу плунжера 3м)

| 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 |
| 8 | F_{max} , кН | 29.4 | 30.7 | 36.9 | 46 | 57.3 | 85.6 |
| 10 | F_{max} , кН | 31 | 32.2 | 38.5 | 47.5 | 58.9 | 87.2 |
| 12 | F_{max} , кН | 32.9 | 34.1 | 40.4 | 49.4 | 60.8 | 89.2 |
| | | Глибина підвіски – 1500м | | | | | |
| 6 | F_{max} , кН | 43.4 | 45.3 | 54.7 | 68.2 | 85.2 | 120.8 |
| 8 | F_{max} , кН | 45.3 | 47.3 | 56.5 | 70 | 87 | 129.5 |
| 10 | F_{max} , кН | 47.7 | 49.6 | 59 | 72.3 | 89.5 | 131.9 |
| 12 | F_{max} , кН | 50.7 | 52.6 | 62 | 75.5 | 92.4 | 134.9 |
| | | Глибина підвіски – 2000м | | | | | |
| 6 | F_{max} , кН | 59.4 | 61.9 | 74.5 | 92.5 | 115.2 | 172 |
| 8 | F_{max} , кН | 63.2 | 65.7 | 78.3 | 96.3 | 119 | 175.8 |
| 10 | F_{max} , кН | 67.2 | 69.7 | 82.3 | 100.4 | 123.1 | 179.8 |
| 12 | F_{max} , кН | 72.1 | 74.6 | 87.2 | 105.3 | 128 | 184.7 |
| | | Глибина підвіски – 2500м | | | | | |
| 6 | F_{max} , кН | 75.8 | 79 | 94.6 | 117.1 | 145.3 | 215.9 |
| 8 | F_{max} , кН | 79.8 | 82.9 | 98.5 | 121 | 149.3 | 219.8 |
| 10 | F_{max} , кН | 84.9 | 88 | 103.6 | 126.1 | 154.3 | 224.9 |
| 12 | F_{max} , кН | 91.1 | 94.3 | 110 | 132.3 | 160.6 | 231.1 |

Встановлено, що співвідношення максимального та мінімального навантаження змінюється незначно при збільшенні глибини підвіски насоса, а значно залежить від діаметра плунжера глибокого насоса. Тому, для моделювання роботи експериментальної установки при використанні різних

діаметрів плунжерів, визначено співвідношення F_{max}/F_{min} в залежності від чисел качань точки підвіски штанг. Ці значення наводяться в табл. 5.3.

За формулою (5.3) та табл. 5.2 визначається необхідне значення максимального навантаження експериментальної установки для моделювання її роботи на певній глибині.

По табл. 5.3 визначається значення мінімального навантаження експериментальної установки для заданого числа качань.

Знаючи мінімальне навантаження точки підвіски та значення сили тертя штоку, з формули (5.1) визначаємо необхідну масу вантажів основного навантажуючого пристрою:

$$\sum_{i=1}^n m_i = \frac{F_{min} + F_{тер}}{a_{min}^{уст} + g} \quad (5.4)$$

де $a_{min}^{уст}$ - мінімальне прискорення точки підвіски експериментальної установки на початку її руху вниз, яке визначається при кінематичному розрахунку для заданої довжини ходу плунжера.

Таблиця 5.3

Співвідношення максимальної та мінімальної сил в залежності від діаметру плунжера глибинного насоса та числа подвійних ходів

| Тип насосу | | RH-29 | RH-32, HB1-B-32 | HB1-B-44 | TH-57 | TH-70 | TH-95 |
|----------------------|----|---------------------------|--------------------|----------|-------|-------|-------|
| $d_{пл.}, \text{мм}$ | | 29 | 32 | 44 | 57 | 70 | 95 |
| | | $n_{кр.}, \text{кач/хв.}$ | | | | | |
| F_{max}/F_{min} | 6 | 1.373 | 1.432 | 1.73 | 2.174 | 2.758 | 4.354 |
| | 8 | 1.471 | 1.532 | 1.84 | 2.299 | 2.903 | 4.557 |
| | 10 | 1.606 | 1.67 | 1.991 | 2.47 | 3.1 | 4.836 |
| | 12 | 1.785 | 1.852 | 2.19 | 2.969 | 3.36 | 5.21 |

Необхідний тиск в гідравлічному циліндрі експериментальної установки рівний перепаду тиску на дроселі навантажуючого пристрою визначається як:

$$P_{ц} = \frac{4 \cdot \left(F_{max} - F_{st} - F_{мер} - a_{max}^{уст} \cdot \sum_{i=1}^n m_i \right)}{\pi \cdot d_{пл}^2} \quad (5.5)$$

5.4.2 Моделювання втрати ходу

При визначенні необхідної втрати ходу також скористаємось геометричною подібністю теоретичних динамограм експериментальної установки та верстата-качалки. При цьому необхідна втрата ходу, яка моделюється деформацією пружного елемента визначається за формулою:

$$\lambda_{уст} = \frac{\lambda}{\kappa} \quad (5.6)$$

де λ - коефіцієнт втрати ходу глибинної насосної установки при заданих параметрах глибинного обладнання визначається згідно (3.20).

Необхідний коефіцієнт жорсткості пружного елемента експериментальної установки, у випадку деформації розтягу має вигляд [108]:

$$C = \frac{F_{max}}{\lambda_{уст}} \quad (5.8)$$

По знайденій жорсткості розраховується пружина стиску, яка розміщується на підвісці навантажуючого пристрою перед давачем зусилля (рис. 5.4).

5.4.3. Моделювання умов роботи глибинного насоса

Моделювання зростання навантаження на привід при парафінуванні колони штанг та заклинюванні плунжера відбувається за формулою:

$$F_{max} = F_{max}^{уст} + F_{нар} \quad (5.9)$$

де $F_{нар} = N \cdot f$ - сила, що діє на привід при ході вгору;

N – сила притискання гальмівних колодок до штоку поршня;

f – коефіцієнт тертя між штоком та поршнем.

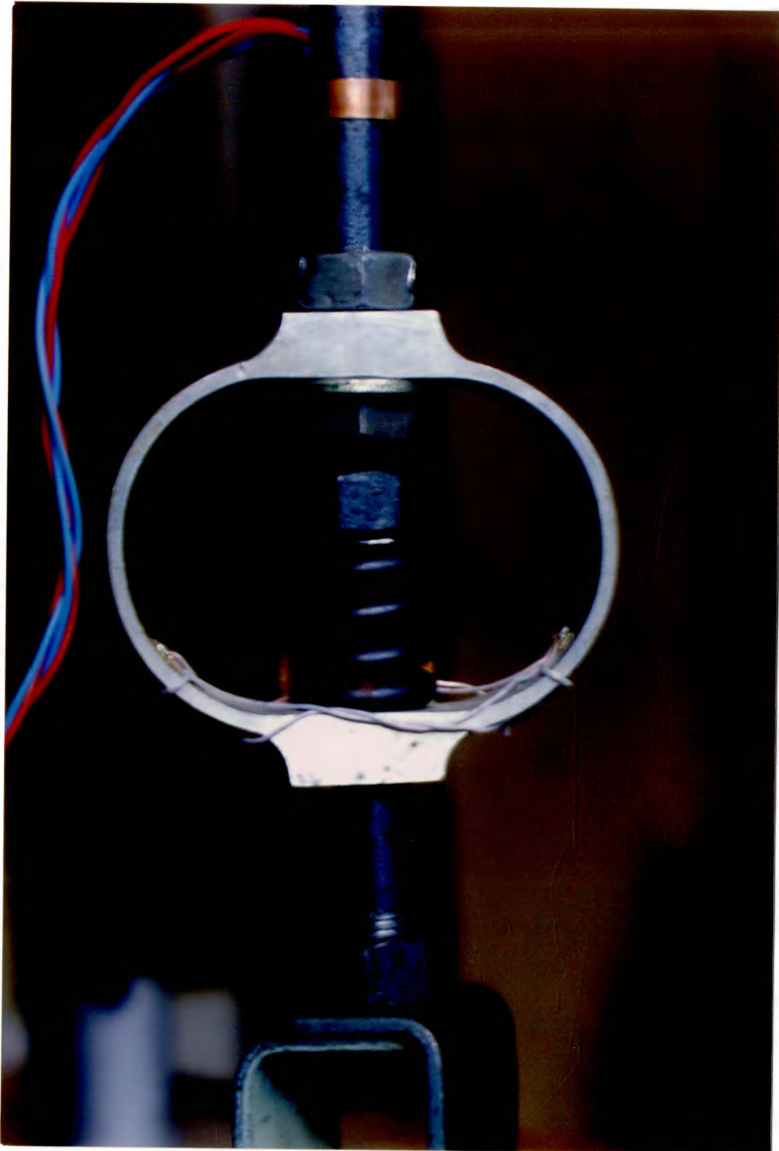


Рис. 5.4 Схема моделювання втрати ходу

Пневматична системи дозволяє моделювати процес незаповнення гідравлічного циліндра глибинного насосу рідиною, причому кількість повітря введеного в циліндр гідравлічного насоса розраховується в залежності від коефіцієнта наповнення насоса рідиною.

При моделюванні заклинювання плунжера відбувається раптова зупинка штоку поршня гальмівним пристроєм, що викликає різке зростання навантаження приводу.

5.5. Тарування давачів на експериментальній установці “Верстат-качалка змінної геометрії” (ВКЗГ-1)

На експериментальній установці розміщені наступні давачі (див. рис. 5.2):

- 1 – давач заміру зусилля в точці підвісу навантажуючого пристрою;
- 2 – давач заміру нормальної реакції шатуна;
- 3 – давач заміру крутного моменту електродвигуна;
- 4 – давач заміру лінійного переміщення штока навантажуючого пристрою;
- 5 – давач кута повороту кривошипа;
- 6 – давач кутової швидкості кривошипа.

5.5.1 Тарування давачів точки підвіски навантажуючого пристрою та шатуна

Тарування давачів проводиться безпосередньо на експериментальній установці (рис. 5.5). Для цього балансир фіксується в горизонтальному положенні. Підвіска від’єднюється від насоса і на нижньому кінці її розміщується набір вантажів. Навантаження на давач зусиль створюється набором ваг, значення яких подається в табл. 5.4. Давачі зусиль мають форму кільця на бокові поверхні якого наклеєні тензодавачі. При деформації кільця опір тензодавача змінюється й вихідний сигнал після підсилення в блоці тензопідсилення потрапляє в аналого-цифровий перетворювач (АЦП), після чого, вводиться в ПЕОМ.

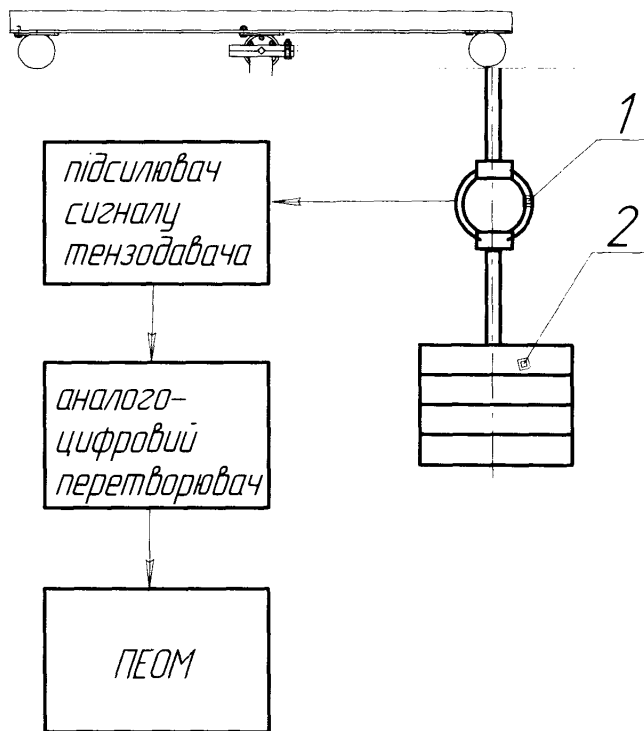


Рис. 5.5 Схема тарування давачів зусиль, які розміщуються в точці підвісу та на шатуні

На основі проведених замірів будується графік залежності вихідної напруги від статичного навантаження рис. 5.6.

Таблиця 5.4

Тарування давачів зусиль

| Статичне навантаження в точці підвісу, Н | Напруга на 1-му давачі U_1 , Н (точка підвісу) | Напруга на 2-му давачі U_2 , Н (шатун) |
|--|--|--|
| 0 | 0.331 | 0.125 |
| 277 | 0.412 | 0.24 |
| 547 | 0.49 | 0.355 |
| 762 | 0.529 | 0.451 |
| 811 | 0.549 | 0.5 |
| 1076 | 0.628 | 0.59 |
| 1248 | 0.667 | 0.647 |
| 1518 | 0.745 | 0.765 |
| 1808 | 0.823 | 0.885 |
| 2072 | 0.902 | 0.961 |
| 2300 | 0.961 | 1.156 |
| 2900 | 1.11 | 1.32 |

Оскільки характеристика давачів в межах заданого навантаження лінійна, закон залежності напруги від навантаження можна описати наступним рівнянням:

$$a \cdot G + b \cdot U = c \quad (5.10)$$

де a, b, c - коефіцієнти лінійної інтерполяції;

G - статичне навантаження;

U - напруга на давачі.

З граничних умов визначаємо коефіцієнти:

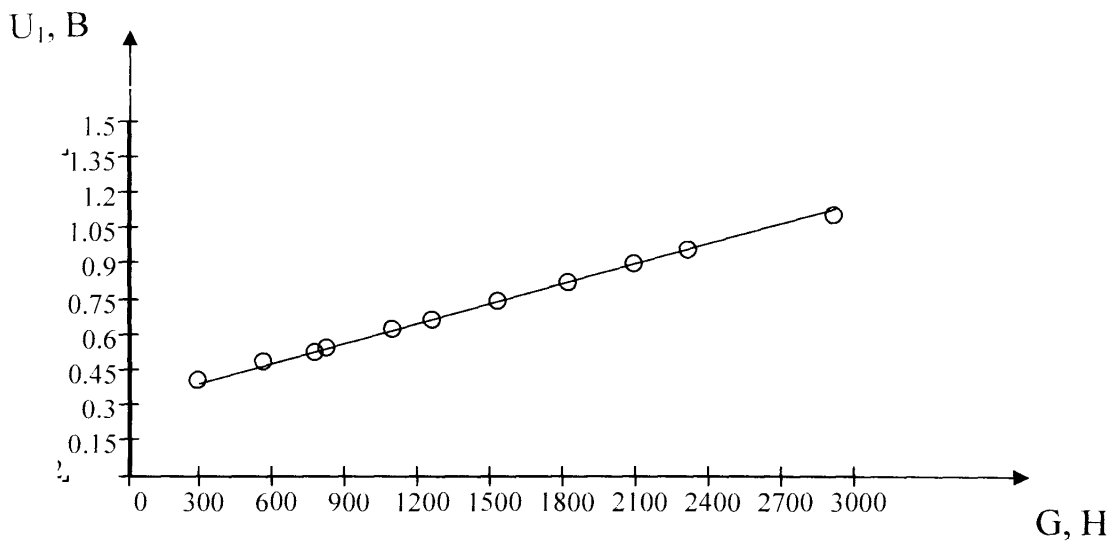
$$c = -\frac{G_0 \cdot U_{max}}{G_{max} - G_0}, \quad a = \frac{c}{U_{min}}, \quad b = \frac{c - G_{max} \cdot a}{U_{max}}$$

Для першого давача $a_1 = -1.1547 \cdot 10^{-4}$, $b_1 = 0.3883$, $c_1 = 0.1315$;

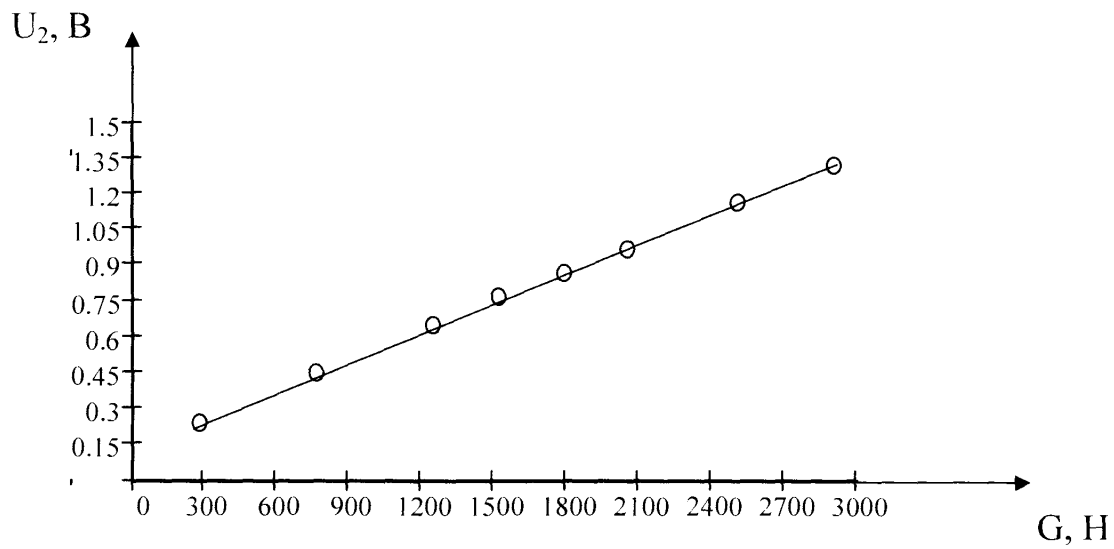
Для другого давача $a_2 = -5.333 \cdot 10^{-4}$, $b_2 = 1.24203$, $c_2 = 0.1504$.

Таким чином, зусилля, що діє на точку підвіски навантажуючого пристрою, визначиться знаючи напругу на 1 давачі за рівнянням:

$$F_{к0} = 277 + 793.7 \cdot U_1 \quad (5.11)$$



а)



б)

Рис. 5.6 Характеристики давачів сили:

а – точки підвіски; б – розміщеного на шатуні

Зусилля на шатуні:

$$R_{12} = -281.9 + 2329 \cdot U_2 \quad (5.12)$$

5.5.2 Тарування давача крутного моменту

На рис. 5.7 зображена схема тарування давача крутного моменту електродвигуна. На схемі позначено 1 – електродвигун, 2 – плоска пружна пластина з тензодавачами, 3 – лінійка-важіль, 4 – вантаж.

Тарування відбувається наступним чином: на валу ротора електродвигуна закріплюється лінійка-важіль, яка, з одного боку, своїм виступом впирається в плоску пружину, а на іншому кінці лінійки підвішується вантаж вагою 20Н. Згинаючий момент, який буде діяти на пластину:

$$M_{зг} = G \cdot h \quad (5.13)$$

де G – вага вантажу;

h – плече дії сили ваги вантажу.

Під дією згинаючого моменту пластина відхилиться і вихідний сигнал тензодавача (напруга U, V) після підсилення, оцифрується за допомогою аналого-цифрового перетворювача та зафіксується в ПЕОМ. Далі необхідно змінити плече вантажу і записати нове значення вихідного сигналу.

Оскільки давач крутного моменту має лінійну характеристику то можна провести лінійну апроксимацію й визначити функцію залежності крутного моменту від вихідної напруги давача.

Коефіцієнти лінійної апроксимації:

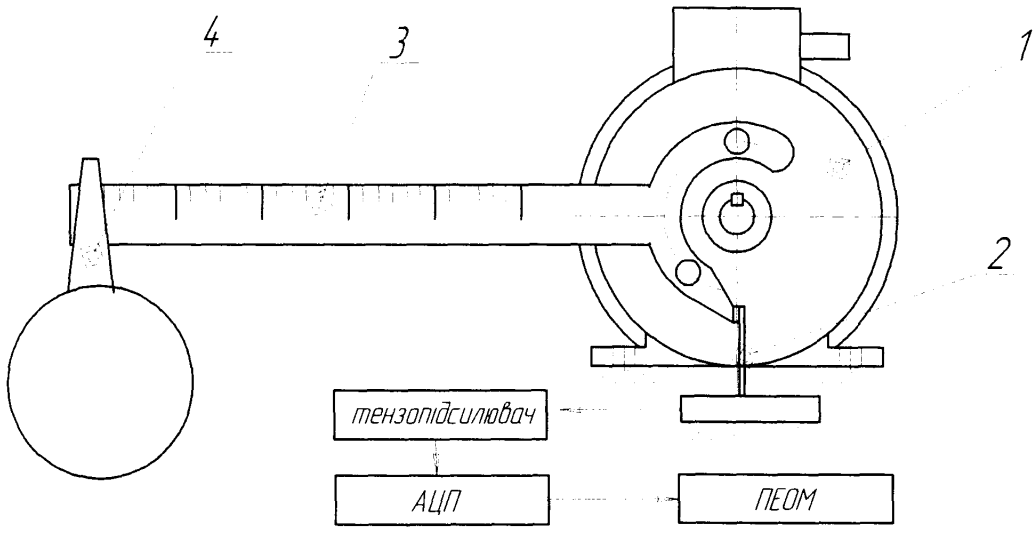
$$a_4 = 8.57915 \cdot 10^{-4}, \quad b_4 = -0.84906, \quad c_4 = -0.45;$$

Таким чином, функція крутного моменту на двигуні:

$$M_{зг} = -52.453 + 98.968 \cdot U_4 \quad (5.14)$$

5.5.3 Давач вимірювання лінійного переміщення штока навантажувального пристрою

Вимірювання параметрів лінійного руху можна проводити контактними та безконтактними методами [101]. На експериментальній установці реалізується



а)

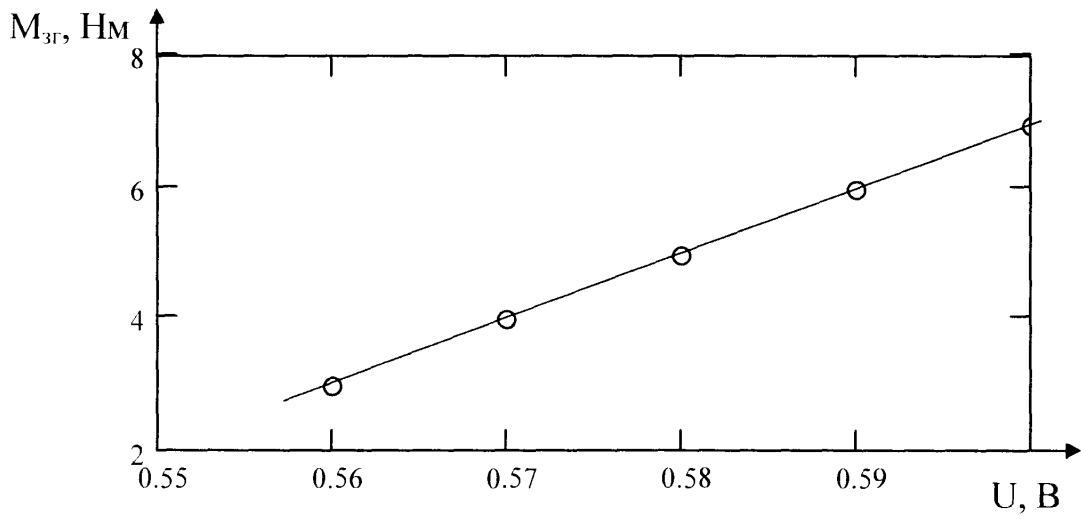


Рис. 5.7 Тарування давача крутного моменту:

- а) – схема;
 б) - характеристика

безконтактний метод.

Схема проведення вимірювання переміщення штока навантажувального пристрою показана на рис. 5.8.

Для вимірювання переміщення застосовується магнітоелектричний давач 5 та сталеві лінійки 4. В лінійки зубці та западини між ними виконані однакової ширини. При проходженні між контактами магнітоелектричного давача зубців вимірювальної лінійки коло замикається й в ПЕОМ поступає сигнал. В результаті отримуємо графік залежності періоду вимірювання від тривалості сигналу, по якому визначається переміщення та швидкість штока навантажувального пристрою.

$$V_i = \frac{S_i}{t_i} = \frac{(h_{зуб} + h_{ен}) \cdot i}{(n_{i+1} - n_i) \cdot ds} \quad (5.12)$$

де $S_i = (h_{зуб} + h_{ен}) \cdot i$ - відстань, яку пройшов шток від крайнього верхнього положення;

$h_{зуб}$ - товщина зубця вимірювальної лінійки;

$h_{ен}$ - ширина впадини вимірювальної лінійки;

i - порядковий номер зубця;

t_i - час проходження i -го зубця через магнітоелектричний давач;

n_i - номер i -ї точки заміру;

ds - дискретність сигналу.

5.6. Методика проведення експерименту

Перед проведенням експерименту задаються необхідні геометричні розміри ланок виконавчого механізму, розраховуються параметри навантажувального пристрою.

Обробка даних відбувається в два етапи:

1. Замір характеристик давачів та формування файлу даних
2. Обробка результатів вимірювань

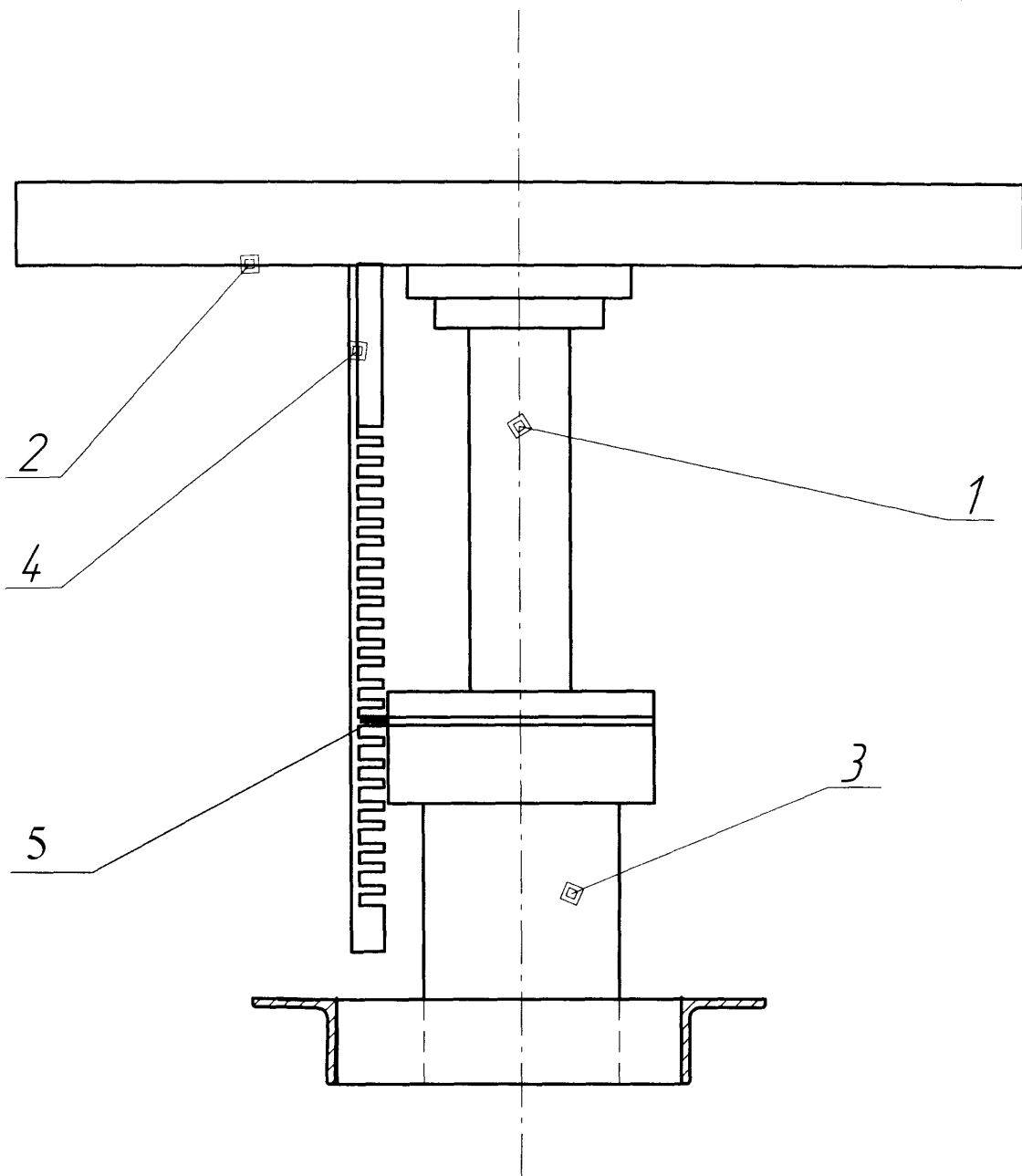


Рис. 5.8 Вимірювання переміщення штока навантажувального пристрою:

- 1 – шток поршня;
- 2 – фланець основного навантажувального пристрою;
- 3 – циліндр поршня додаткового навантажувального пристрою;
- 4 – вимірювальна лінійка;
- 5 – магнітоелектричний давач.

Вимірювання даних давачів відбувається за допомогою інформаційно-вимірювальної системи. Перед записом даних розраховується час на протязі якого відбувається робота програми запису інформації з давачів. Сигнали, що поступають з аналого-цифрового перетворювача мають однакову дискретність, тому, перед початком запуску установки розраховується максимальна кількість точок заміру:

$$N_m = \frac{T}{ds} \quad (5.13)$$

де T - період одного робочого циклу.

Період робочого циклу складається з розгону, роботи при усталеному русі та вибігу. На рис. 5.9а показаний приклад запису даних за робочий цикл експериментальної установки. Запис даних проводиться програмою в автоматичному режимі, в результаті формується масив напруг, знятих з давачів.

Період робочого циклу визначається як:

$$T = t_p + t_{уст} + t_{виб}, \quad (5.14)$$

де t_p - час розгону при вмиканні установки;

$t_{уст}$ - час роботи при усталеному режимі;

$t_{виб}$ - час вибігу при вимиканні установки.

При необхідності аналізу кінематичних та силових характеристик на протязі усталеного руху необхідна максимальна кількість точок заміру визначається в залежності від кількості качань балансира:

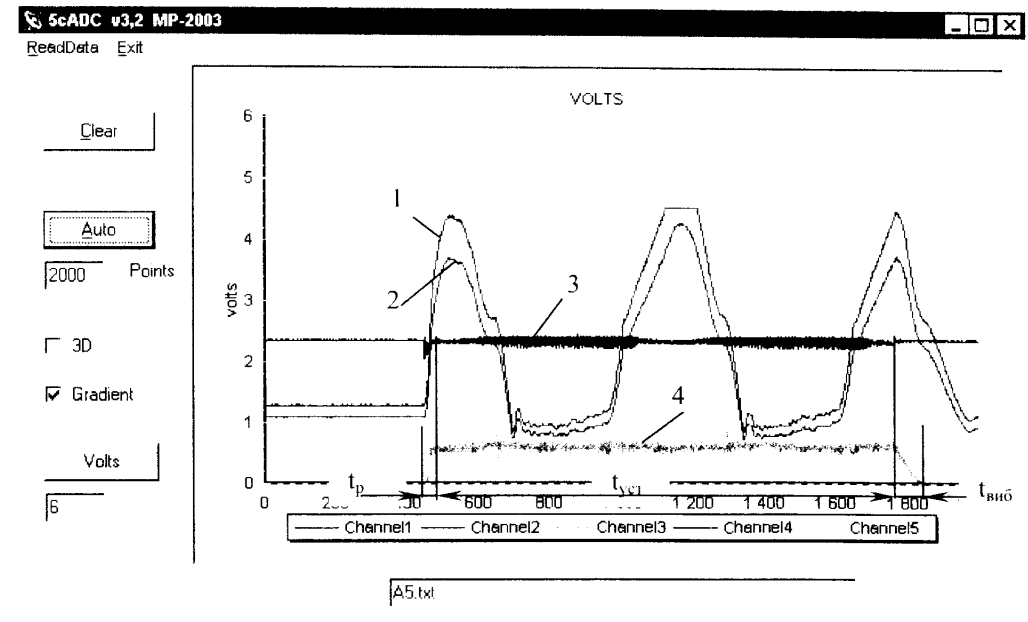
$$N_{уст} = \frac{60}{n \cdot ds} \quad (5.15)$$

де n - кількість качань балансира.

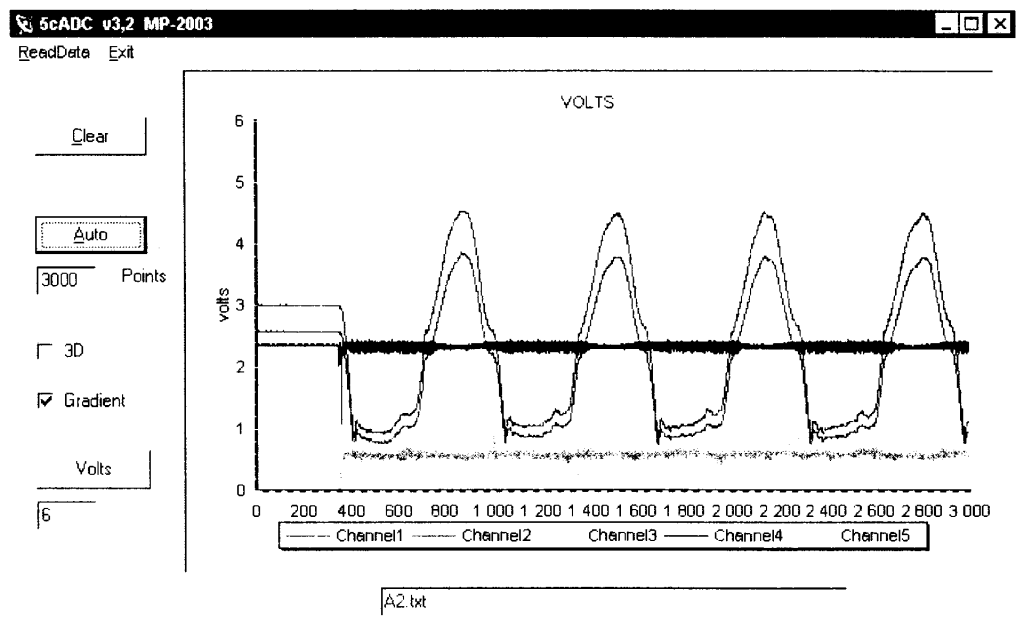
При запису усталеного руху вимірювальна система вмикається в одному з крайніх положень виконавчого механізму. На рис. 5.9б показано запис одного циклу усталеного руху експериментальної установки.

Обробка результатів вимірювань відбувається в програмі Mahcad [106].

Вихідними даними при цьому виступає файл який формується інформаційно-вимірювальною системою при проведенні експерименту.



а)



б)

Рис. 5.9 Вікно програми запису даних з датчиків:

- 1 – зусилля, що діє в точці підвіски навантажувального пристрою;
- 2 – нормальної реакції шатуна;
- 3 – крутного моменту двигуна;
- 4 – кутової швидкості кривошипа;
- а) – вимірювання на протязі робочого циклу;
- б) – вимірювання на протязі усталеного руху.

В додатку В приводиться програма обробки результатів, робота з якою починається з побудови графіків залежності силових та кінематичних характеристик установки від точок заміру. На рис. 5.10 приводиться приклад графіків залежності зусилля в точці підвіски навантажувального пристрою, реакції в шатуні, кутової швидкості кривошипа та рушійного моменту двигуна, які отримані при моделюванні зависання штанг в свердловині. Побудовані графіки дозволяють визначитись з подальшими діями, необхідними для обробки результатів. Визначається номер точок початку та закінчення циклу та визначаються необхідні операції по обробці даних: лінійних та сплайнових інтерполяцій, функцій регресій та сгладжування. Так, в наведеному вище прикладі, необхідно застосувати згладжування даних графіків кутової швидкості та крутного моменту двигуна.

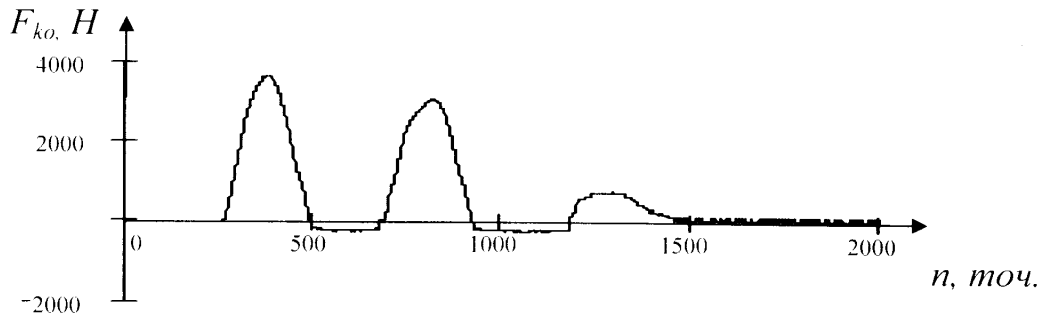
На рис. 5.11 приведені графіки крутного моменту двигуна та кутової швидкості при аналізі вибору функцій сгладжування даних.

Вибір функції згладжування впливає на кінцевий вид графіка. Так, при згладжуванні графіка крутного моменту кривошипа (рис. 5.10г) можна використати три метода: ковзаючої медіани, розподілу Гауса та метода найменших квадратів [107]. В залежності від цього форма кінцевого графіка може суттєво відрізнятись (рис. 5.11а,б). Так, для наведеного прикладу, найкращим варіантом при аналізі процесів розгону та вибігу буде використання згладжування з використанням розподілу Гауса, а для режиму усталеного руху, використання вище вказаної функції так і функції найменших квадратів, дає схожі результати (рис. 5.11г).

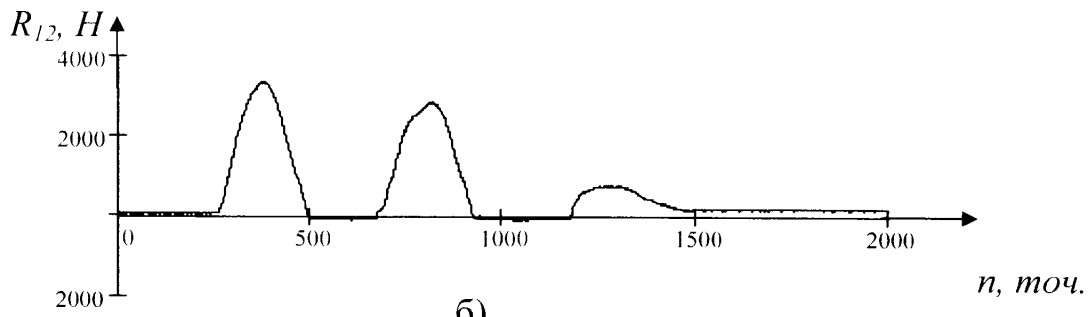
Подальшим кроком є обчислення за допомогою математичної моделі кінематичних характеристик виконавчого механізму експериментальної установки та узгодження їх з експериментальними. Так, час повороту кривошипа на 1 градус визначається за допомогою часу встановленого руху:

$$t_1 = \frac{t_{уст}}{360} \quad (5.16)$$

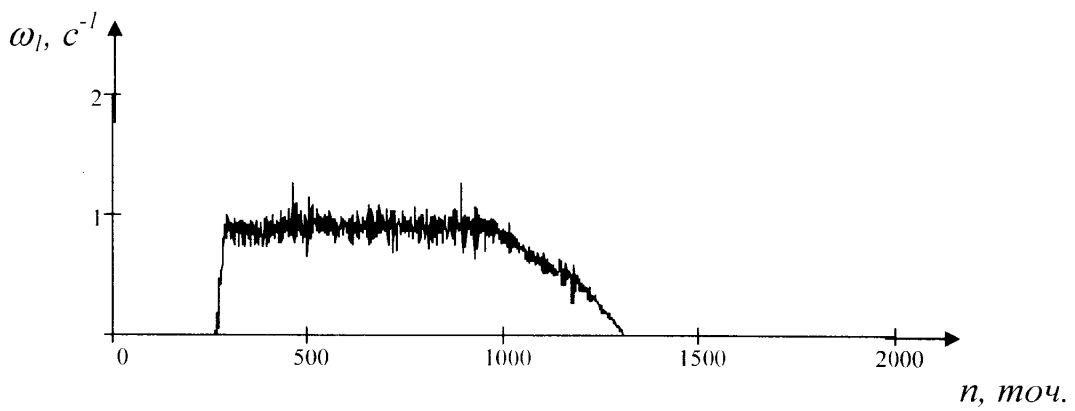
Середня кутова швидкість кривошипа визначається за формулою:



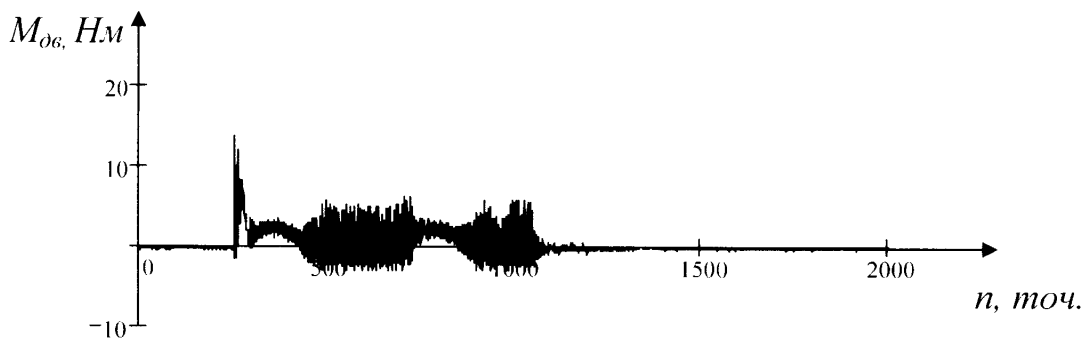
а)



б)



в)



г)

Рис. 5.10 Силві та кінематичні характеристики експериментальної установки

на початку обробки в програмі Mathcad:

а) – зусилля на давачі точки підвіски; б) – зусилля на давачі реакції шатуна;

в) – кутова швидкість кривошипа; г) – крутний момент двигуна

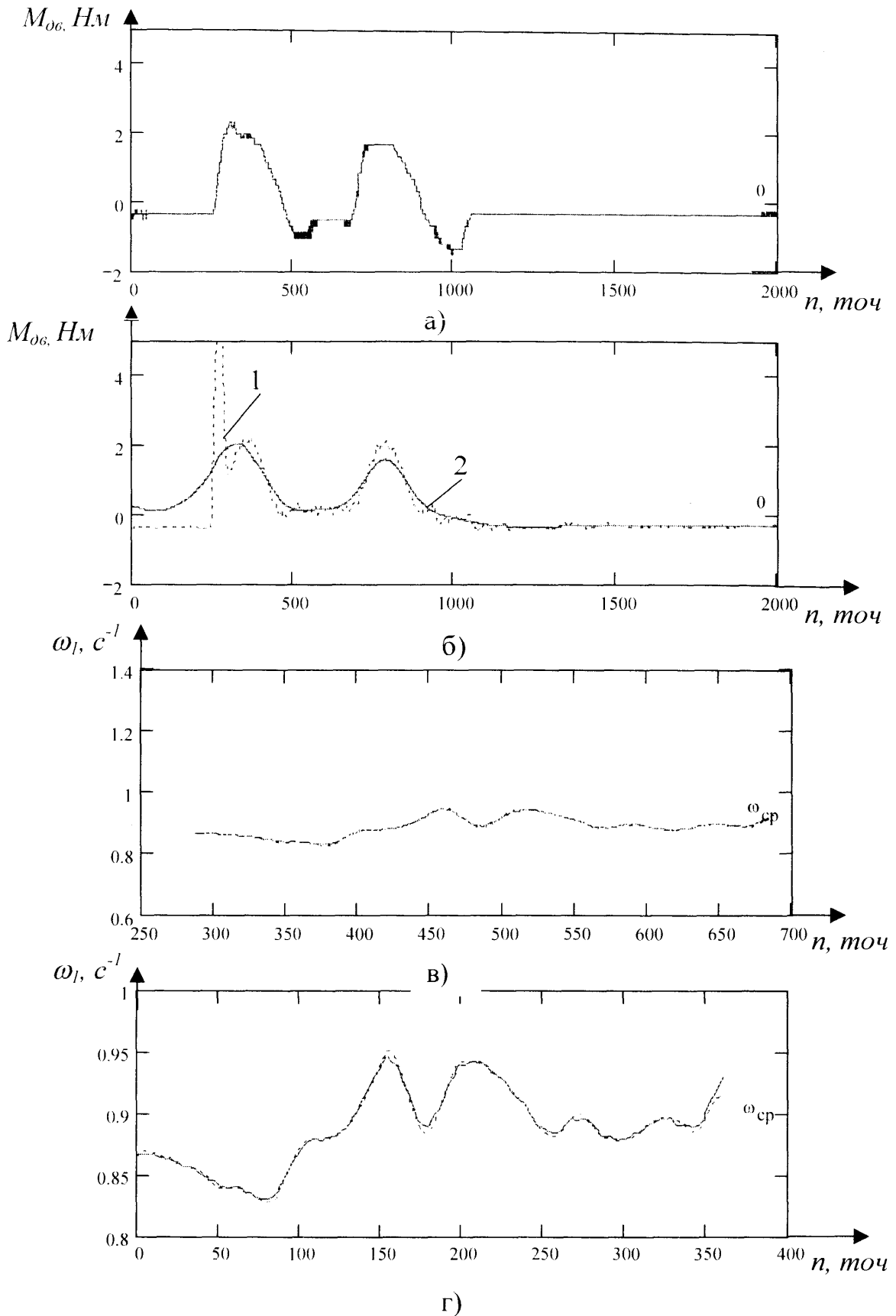


Рис. 5.11 Вид графіків при виборі функцій згладжування:

- а) – графіка крутного моменту методом ковзаючої медіани;
- б) – графіка крутного моменту методами: 1 – розподілу Гауса; 2 – лінійного згладжування методом найменших квадратів;
- в) – графіка кутової швидкості: 1 – без використання функції згладжування; 2 – згладжування методом найменших квадратів;
- г) – графік залежності кутової швидкості від кута повороту кривошипа

$$\omega_{cp} = \frac{2 \cdot \pi}{t_{уст}} \quad (5.17)$$

Визначається залежність між кутом повороту кривошипа та номером експериментальної точки:

$$\varphi_i = 2\pi \cdot \frac{i}{N} \quad (5.18)$$

де i - номер точки в виділеному масиві експериментальних даних;

N – загальна кількість точок.

Далі проводиться розрахунок всіх кінематичних характеристик та побудова їх графіків (рис. 5.12).

Наступним кроком є побудова діаграм навантаження точки підвіски штанг (динамограми): теоретичної та дійсної. За допомогою даних графіків можна оцінити якість моделювання процесу навантаження виконавчого механізму.

Так на рис. 5.13 показані динамограми отримані на свердловині №249 Долинського родовища та змодельоване навантаження на експериментальній установці.

Як видно, при моделюванні процесу навантаження задовільні результати отримуємо для руху точки підвіски навантажуючого пристрою вниз, дещо гірші при русі вгору. Покращення моделювання можна досягти ввівши в схему навантажувального пристрою регульований дросель, за допомогою якого буде регулюватись перепад тиску в гідравлічному циліндрі навантажувального пристрою відповідно до зміни швидкості точки підвіски.

На рис. 5.14 приводяться графіки інших силових характеристик експериментальної установки визначених теоретично та замірених експериментально.

Як видно з графіків розрахунки, виконані за допомогою математичної моделі мають досить хорошу співпадіння з реальними значеннями силових характеристик при розрахунках, що стосуються усталеного руху.

Деяке відхилення теоретичного графіка при визначенні реакції R_{12} пояснюється тим, що на давач сили діють додаткові зусилля розтягу викликані

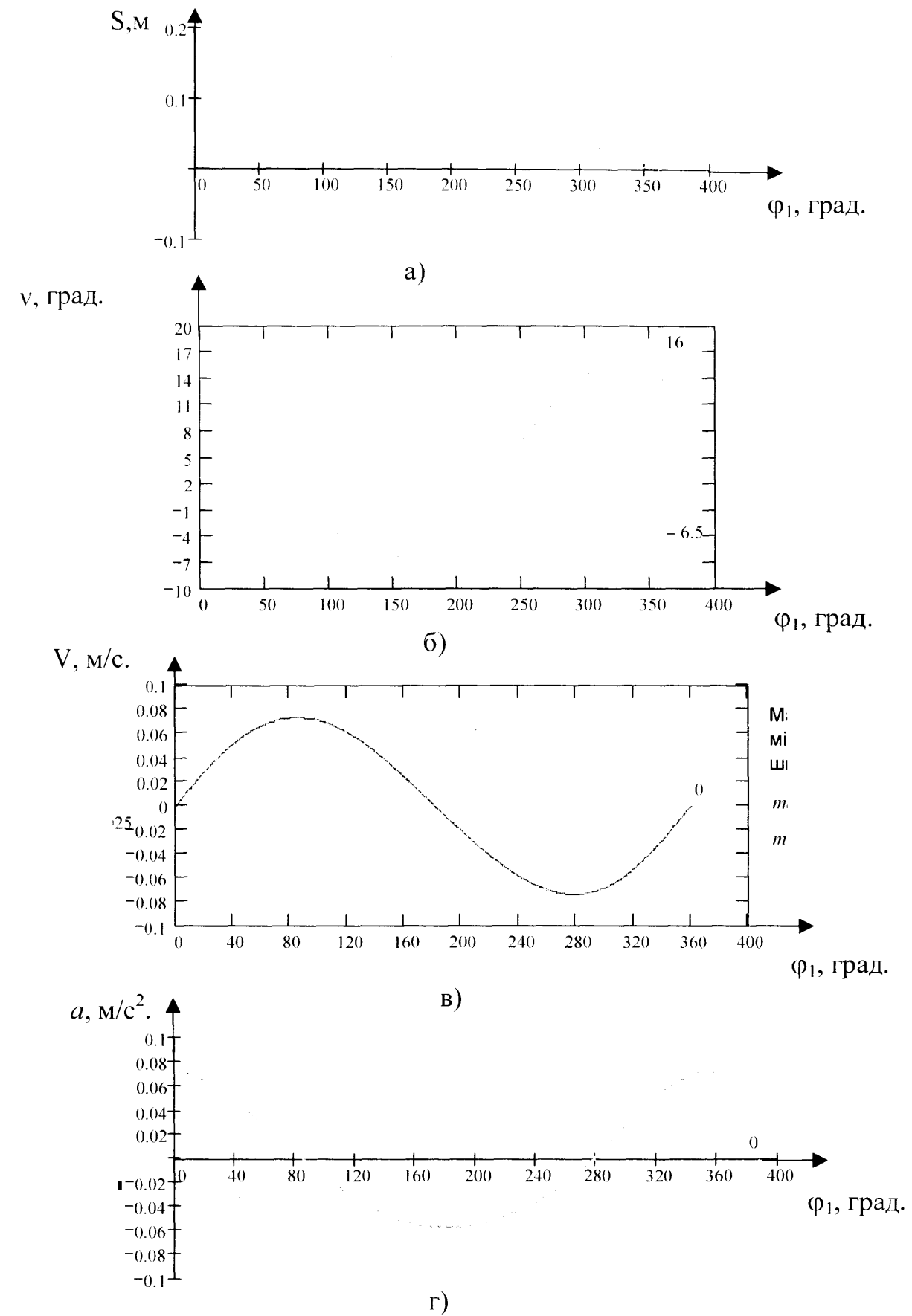


Рис. 5.12 Графіки кінематичних характеристик виконавчого механізму експериментальної установки:

- а) – переміщення точки підвіски навантажуючого пристрою;
- б) – кута тиску між шатуном та балансиrom;
- в) – швидкості точки підвіски;
- г) – прискорення точки підвіски

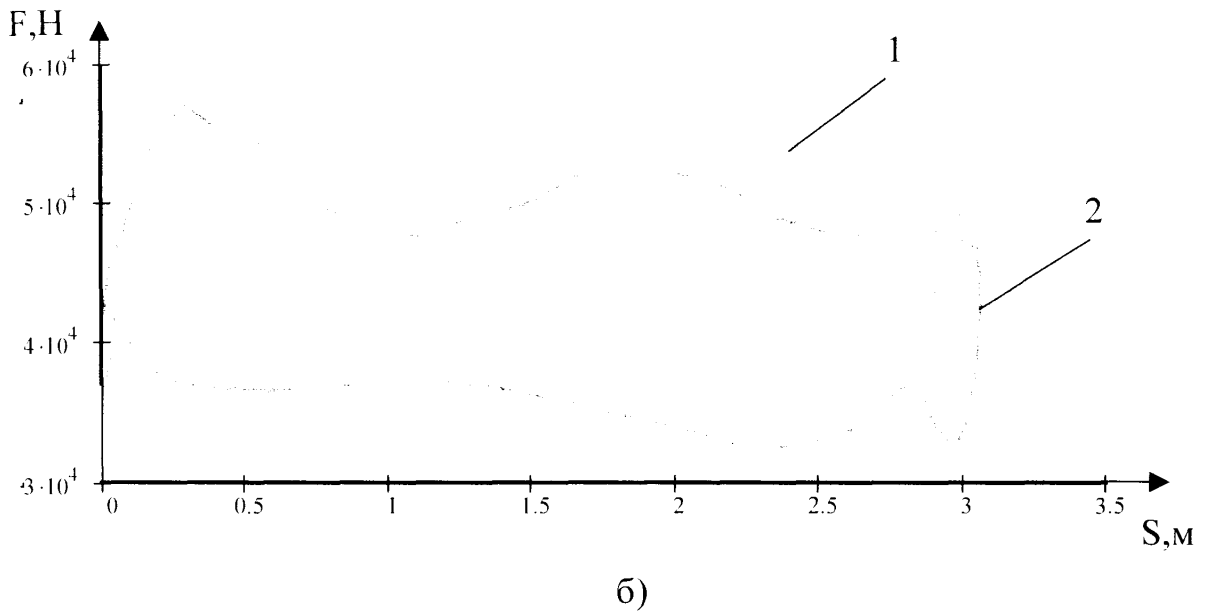
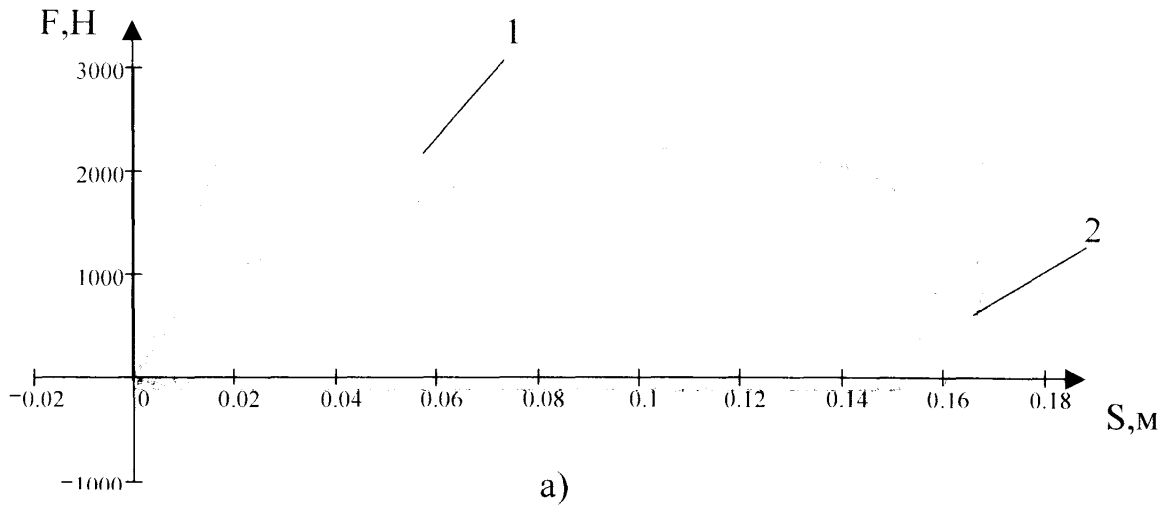


Рис. 5.13 Теоретичні та дійсні динамограми:

а) – розраховані та отримані на експериментальній установці;

б) – розраховані та зняті на св.№249;

1 – теоретичні; 2 – практичні тензодинамограми

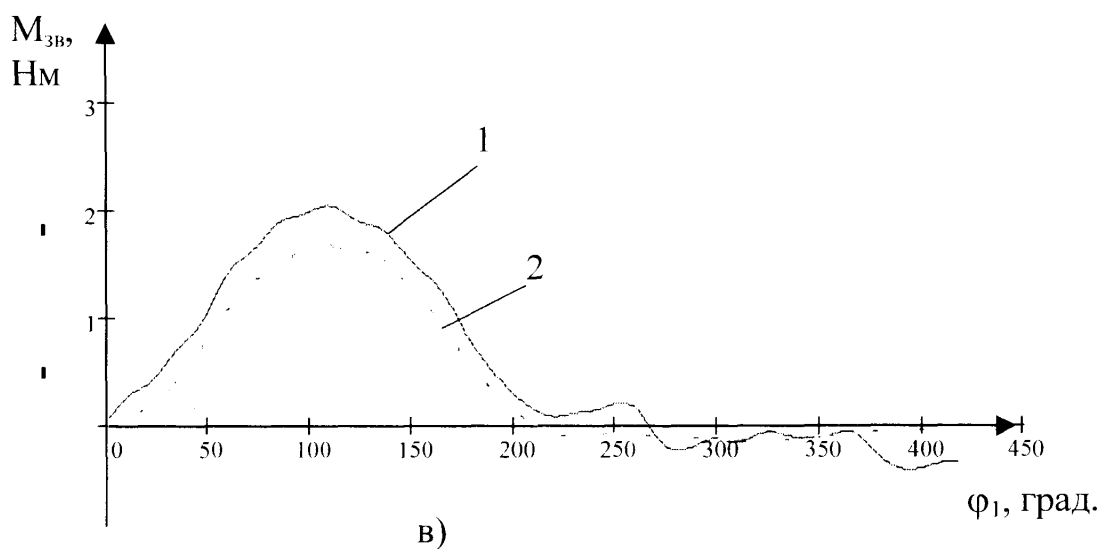
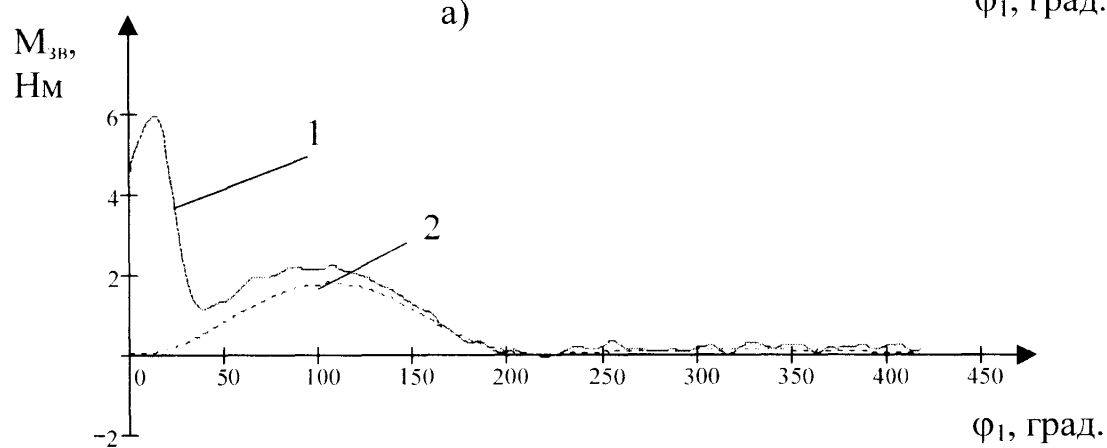
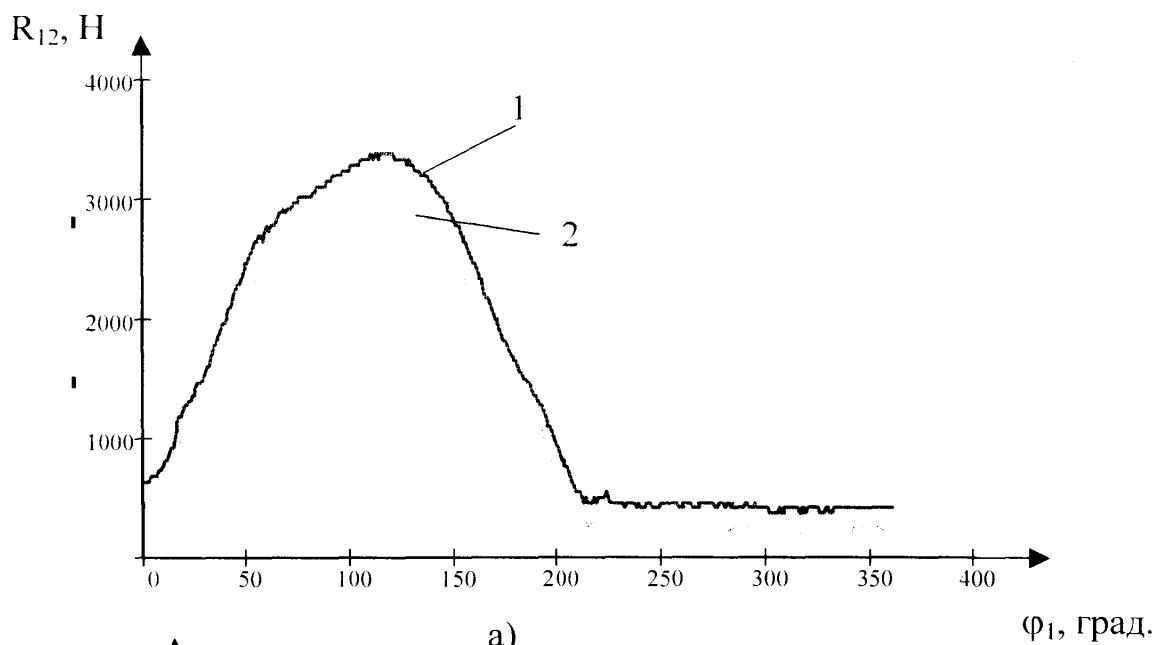


Рис. 5.14 Графіки реакції шатуна та крутного моменту кривошипа:
 1 – отримані безпосереднім заміром за допомогою датчиків зусиль;
 2 – визначені за допомогою математичної моделі

згинаючим моментом шатуна, оскільки його поздовжня вісь не співпадає з віссю балансира. По цій же причині не співпадає теоретичний і дійсний крутний момент двигуна, відхилення максимальних значень складає 8.5%. З рис. 5.14б видно, що розрахунок крутного моменту двигуна експериментальної установки під час його розгону не співпадає з математичною моделлю. Це пов'язано з тим, що формули виведені в попередніх розділах, стосуються режиму усталеного руху. Разом з тим з даного графіка видно необхідність в розробці математичної моделі для режимів розгону та вибігу, оскільки крутний момент двигуна, а отже й навантаження деталей привода верстата-качалки при цих режимах може набагато перевищувати їх відповідне значення для усталеного руху (див. рис. 5.10в).

Висновки

1. Експериментальна установка дозволяє моделювати основні режими навантаження виконавчого механізму двоплечих верстатів-качалок.
2. Розроблена математична модель з високою достовірністю моделює навантаження виконавчого механізму верстата-качалки та дозволяє визначити кінематичні та силові параметри для режиму усталеного руху.
3. Навантаження, що виникають в період пуску верстата-качалки набагато перевищують навантаження усталеного руху.
4. Розроблена методика обробки результатів вимірювань датчиками силових та кінематичних характеристик з використання ПЕОМ дозволяє представити їх у вигляді, зручному для аналізу.
5. При обробці сигналів датчиків вибір функції сгладжування може суттєво вплинути на представлення результатів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті виконаних теоретичних і експериментальних досліджень вирішена важлива науково-практична задача яка полягає в поглибленні теоретичних основ дослідження в напрямку вдосконалення конструктивних та експлуатаційних характеристик виконавчих механізмів верстатів-качалок:

1 Розроблена математична модель СШНУ дозволяє проводити розрахунок кінематичних та силових параметрів виконавчого механізму двоплечого верстата-качалки, моделюючи навантаження точки підвіски штанг з врахуванням технічного стану глибинного насосу. Це дозволяє зменшити металоємність обладнання при розробці нових конструкцій верстатів-качалок, оскільки існуючі установки працюють із не виправдано-високим коефіцієнтом запасу міцності, недовантаженість їх сягає 40% і вище. Даний стан пояснюється використанням спрощених методик розрахунку, які не враховують ряд параметрів наземного та глибинного обладнання. Математична модель СШНУ при використанні в системах діагностики та управління режимами верстата-качалки, дозволить підвищити рівень визначення технічного стану глибинного насосу, а саме: втрати ходу плунжера, наявності газу та витікань в нагнітальній і прийомній частинах насосу, діючі максимальні статичні та динамічні навантаження, густину газорідної суміші та її рівень за трубами НКТ.

2 Розроблена методика вибору раціональних параметрів виконавчого механізму верстата-качалки дозволяє розраховувати довжини ланок по заданій швидкості точки підвіски штанг та аналізувати якість виконання схеми користуючись кутами дезаксіалу та тиску. Дана методика дозволила встановити, що при розробці нових конструкцій виконавчого механізму слід надати перевагу схемі з додатнім дезаксіалом, оскільки вона забезпечує дію найменших навантажень: крутних моментів – до 20%, реакцій в опорах валів редуктора верстата-качалки – до 50%, при зменшенні розміру кривошипа (найважчої ланки виконавчого механізму) – до 20% в порівнянні з аксіальною та схемою з від'ємним дезаксіалом. В схемі двоплечого верстата-качалки з додатнім

дезаксіалом можна досягти зменшення значення максимальної швидкості та прискорення точки підвіски штанг на 11% для ходу штанг вгору та на 14% для їх ходу вниз в порівнянні з існуючими конструкціями, що забезпечує зменшення динамічних навантажень на штанги, та кращі умови роботи глибинного насосу;

3 Визначено вплив геометричних, масових та експлуатаційних характеристик СШНУ на крутний момент кривошипа. Так перевищення довжини заднього плеча балансира по відношенні до переднього на 40% приводить до зростання розмірів кривошипа на 38% та координати розміщення осі кривошипа на 42%, при цьому погіршуються кінематичні характеристики – зростає швидкість та прискорення точки підвіски штанг та збільшуються максимуми крутного моменту кривошипа: додатного – на 9%, від’ємного – на 80%. Для аналізу технічного стану обладнання свердловинної штангової насосної установки зручніше використовувати механічні характеристики – залежність крутного моменту кривошипа та реакцій, що діють в його опорах від кута повороту кривошипа, оскільки вони дозволяють більш повно характеризувати навантаження глибинного та наземного обладнання.

4 Проведено аналіз методів виконання зрівноважування верстатів-качалок в умовах експлуатації свердловин. Встановлено, що розповсюджений на практиці, метод зрівноважування за показами максимальних значень струму електродвигуна, визначених допомогою амперкліщів, не дозволяє виконати якісне зрівноважування СШНУ в свердловинах з швидкою зміною параметрів рідини (високим припливом рідини з нафтового пласту та великою загазованістю). Через недосконалість методики процес виконання зрівноважування може тривати від кількох годин до кількох діб. Розроблена методика розрахунку необхідної ваги противаг та відстані їх розміщення з врахуванням параметрів глибинного обладнання, введена в НГВУ “Долина нафтогаз”, дозволяє встановити раціональне місце розміщення противаг, ще до виконання процесу зрівноважування. Виконання розрахунків по діючих навантаженнях (динамограмі) сприяє зменшенню максимального крутного

моменту кривошипа на 20% - 50%, проводити постійний контроль його значення в процесі експлуатації.

5 Розроблена експериментальна установка та навантажувальний пристрій дозволяють проводити моделювання процесу навантаження виконавчого механізму СШНУ з отриманням інформації про кінематичні та силові характеристики безпосередньо на ПЕОМ. Інформаційно-вимірювальна система має можливість контролювати та проводити запис результатів вимірювань зусилля, що діє в точці підвіски, на шатуні, крутного моменту двигуна та кутової швидкості кривошипа. Це дозволяє проводити випробовування приводів штангових глибинних насосів при різному співвідношенні геометричних параметрів виконавчого механізму і виконувати порівняльну оцінку для вибору кращого варіанту. Схема пристрою для компенсації від'ємної частини крутного моменту кривошипа дозволяє уникнути зміни знаку цієї механічної характеристики, що усуває виникнення реверсу в зубчатих передачах редуктора. Застосування цього пристрою буде сприяти зменшенню амплітуди крутного моменту кривошипного вала, що приведе до зменшення споживання електроенергії приводним двигуном.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Малько Б.Д., Харун В.Р. Діагностика станків-гойдалок // Методи та прилади контролю якості: Наук.-техн. журнал. – Івано-Франківськ: Простір-М, 1998. – Вип.2. – С.34-36.
2. Малько Б.Д., Харун В.Р. Зрівноваження верстатів-гойдалок балансирними грузами. // Тези наук.-техніч. конф. проф.-викл. складу ун-ту. – Івано-Франківськ, ІФДТУНГ, 1998. – С.41-42.
3. Малько Б.Д., Харун В.Р. Аналіз умов зрівноваження механізмів верстатів-гойдалок // Розвідка і розробка нафт. і газ. родовищ: Держ. міжвід. наук.-техн. зб.– Івано-Франківськ: , 1998. – Вип.35.(Том 4) – С.124-130. – (Сер.Нафтогазопромислове обладнання).
4. Харун В.Р. Вплив основних несправностей ШСН на крутний момент кривошипа // Тези наук.-техніч. конф. проф.-викл. складу ун-ту. І ч. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 2000. – С.69-70.
5. Малько Б.Д., Харун В.Р. Визначення навантажень верстатів-гойдалок // Нафта і газ України: Матер. 6-ої міжнар. наук.-практ. конф. "Нафта і газ України - 2000". – Івано-Франківськ: Факел, 2000. – Т.2. – 356с.
6. В.КОРЕУ, В.МАЛКО, S.KINDRACHUK, V.KHARUN, V.КОРЕУ Optimisation of pumping units performances with fiberglass sucker rod strings // Надійність машин та прогнозування їх ресурсу: Матер. міжнар. наук.-техн. конф. – Івано-Франківськ, 2000р. – С.294-300.
7. Б.Д.Малько, В.Р.Харун, О.В.Прозур Нагрузки механизмов станков-качалок при неполном уравновешивании // 13th International scientific-technical conference "New methods and technologies in petroleum geology, drilling, and reservoir engineering". – Cracow, 2002. – Vol.2. – P.65-69.
8. Харун В.Р., Малько Б.Д. Експериментальна установка для дослідження залежності робочих характеристик верстатів-качалок від їх геометричних розмірів // Нафта і газ України: Матеріали 7-ої Міжнародної науково-практичної конференції "Нафта і газ України - 2002". – К., 2002. – С.239-240.

9. Харун В.Р., Гедзик С.І. Зрівноважування верстатів-гойдалок за навантаженням точки підвіски штанг. // Розвідка і розробка нафт. і газ. родовищ: Держ. міжвід. наук.-техн. зб. – Івано-Франківськ, 2003. – Вип.4(9). – С.18-22. – (Сер.Нафтогазопромислове обладнання).
10. Аливердизаде К.С. Приводы штангового глубинного насоса. – М.: Недра, 1973. – 191с.
11. Pumping Units [Electronic resource]: Conventional Units: Mark II Unit orqu Units: Low Profile Units: Air Balanced Units: Beam balanced Units: Reverse Mark Units: Conventional portable Units: American Units / Lufkin Industries. – Електрон. дан. – [Texas], 2004. – Режим доступу: <http://www.lufkin.com/oilfield/index.html>. – Заголовок з екрану.
12. 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. – Ч. 2. – 792с.
13. Станки-качалки [Електронний ресурс]: Приводы насоса штангового / ОАО "Ижнефтемаш". – Електрон. дан. – Ижевск, 2004. – Режим доступу: <http://izhneftemash.ru/products/4>. – Загл. с экрана.
14. Украина промышленная: Оборудование для нефтяной и газовой промышленности [Электронный ресурс] /ООО "ГЕММА". – Електрон. дан. – [Украина], 2004. – Режим доступу: <http://www.ukrindustrial.com/production/bytov.php?tovid=1002516> – Загл. с экрана.
15. J.P.Byrd Mathematical model enhances pumping-unit design // Oil & Gas Journal. – Jan 29, 1990 – P.87-93.
16. Dashboard Guide to Energy Efficiency in the Oil Field / National Assosiation of State Energy Officials. – Електрон. дан. – Alexandria, 2003. – Режим доступу: http://www.naseo.org/energy_sectors/fossil/oil_guide.htm. – Загол. з екрану.
17. Бойко В.С., Кондрат Р.М., Яремійчук Р.С. Довідник з нафтогазової справи. – Львів, 1996. – 620 с.
18. Мищенко И.Т. Расчеты в добыче нефти. – М.: Недра, 1989. – 245с.
19. Аливердизаде К.С., Вагидов М.А., Эйвазова З.Э. К силовому расчету станка-

- качалки с учетом его динамики // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку: Красный Восток, 1980. – №1. – С.64-69.
- 20.Кадиров Н.Б., Бадалов А.А. Определение силы, действующей на точку подвеса колонны штанг глубинно-насосной установки. / Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку: Красный Восток, 1985. – №12. – С.8-10.
- 21.Вирновский А.С. Теория и практика глубинонасосной добычи нефти. – М.: Недра, 1971. – 165с.
22. Мищенко И.Т. Скважинная добыча нефти. – М.: ФГУП из-во “Нефть и газ” РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. – 816с.
- 23.Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М., Недра, 1979. – 213с.
- 24.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.
25. 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.
26. 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.).
- 27.Кенгерли А.М., Керимов С.Х., Мамедова М.Ш. К вопросу кривошипного уравнивания. // Азербайджанское нефтяное хозяйство.– Баку: Красный Восток, 1981. –№8. – С.67-69.
- 28.Коренько А.С. Теория механизмов и машин. – К.: Вища школа. – 1976. – 444с.
- 29.Рабинович А.М. Практика уравнивания редукторных станков-качалок. – Баку: Азнефтеиздат, 1954. – 81 с.
- 30.Аливердизаде Т.К. О влиянии кинематики станка-качалки на крутящий момент редуктора // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку: Красный Восток, 1971. – №9. – С.42-45.
- 31.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.
- 32.Милинский В.М., Лутфуллин А.Х., Харламенко В.И., Шевалдин И.Е. Определение мощности приводных электродвигателей станков-качалок // Машины и нефт. оборуд.: Отеч. Опыт. ЭИ – М.: ВНИИОЭНГ, 1971. – №9. – С.15-18.
- 33.Милинский В.М., Харламенко В.И., Лутфуллин А.Х. и др. Пути снижения энергетических затрат глубинонасосных установок // Нефтяное хозяйство.– М.: Недра, 1970. – №8. – С.51-53.
- 34.Дюсебаев М. Пути экономии электроэнергии в глубиннонасосной добыче // Нефтяное хозяйство. – М.:Недра, 1969. – №9. – С.52-55.
- 35.Гусейнов М.А. и др. Уравновешивание станков-качалок // Химическое и нефтяное машиностроение. – М.: Машиностроение, 1977. – №3. – С.10-11.
- 36.Плющ Б.М., Флейшман М.Я. КПД и потери в автоматизированном электроприводе постоянного тока при циклической нагрузке станка-качалки // Нефть и газ: Изв. вузов. – Баку:АЗИНЕФТЕХИМа им.Азизбекова, 1970. –№5. – С.75-78.
- 37.Аливердизаде Т.К. Влияние кинематики станка-качалки на экстремум нагрузок в точке подвеса штанг// Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку: Красный Восток,, 1990, №.11 – С. 40-43.
- 38.Молчанов Г.В., Молчанов А.Г. Машины и оборудование для добычи нефти и газа. – М.: Недра, 1984. – 464с.
- 39.Рабинович А.М. Гидропневматические устройства в приводе глубинонасосной установки. – М.: ГНТИ нефтяной и горно-топливной литературы, 1962. – 99 с.
- 40.Резников Н.В., Кардашев Г.А. Определение мощности двигателя станка-качалки. // Нефтяное хозяйство.– М.: Недра, 1969. – №9. – С.55-56.
- 41.Каплан Л.С., Бурцев Н.Б., Логинова Т. Коэффициент полезного действия установки скважинного штангового насоса // Техника и технол. добычи нефти и обустр-во нефт. месторожд: Обз. инф. Отеч. опыт. – М.: ВНИИОЭНГ, 1988. – №1. – С.9-19.
- 42.Станки-качалки фирмы GEO CHURCHILL // Нефтепромысловое дело: ЭИ –

М.: ВНИИОЭНГ, 1983. – №21. – С.18-20.

43. James F. Lea, Herald W. Winkler, Robert E. Snyder Nineteen innovations for beam, progressing cavity and hydraulic pumping, plug gas lift, plunger lift and related technologies. /WorldOil.com: The oilfield information source. – Электрон. журнал. – Houston, March 1999, №3 – Vol.220. – Режим доступа: http://www.worldoil.com/Magazine/Magazine_Content.asp – Загол. з екрану.
44. James F. Lea, Herald W. Winkler Twenty-two new systems for beam, progressing cavity, hydraulic pumping and plunger lift. [Electronic resource] /WorldOil.com: The oilfield information source. – Электрон. журнал. – Houston, March 2000, №3 – Vol.221. – Режим доступа: http://www.worldoil.com/Magazine/Magazine_Content.asp – Загол. з екрану.
45. Humberto Leniek, Luis Ayestaran, Y.S. Yang Coiled tubing replaces sucker rods in beam pump test // Oil & Gas Journal. – November 24, 1999. – P.63-66.
46. James F. Lea, Herald W. Winkler Sucker rod pumping, progressing cavity pumping, automation control. Twenty-four innovations for improved field operations /WorldOil.com: The oilfield information source. – Электрон. журнал. – Houston, March 1998, №3 – Vol.219. – Режим доступа: http://www.worldoil.com/Magazine/Magazine_Content.asp – Загол. з екрану.
47. Мусаев С.А., Вердиев Т.М. Трансмиссия станков-качалок с регулированием числа ходов без остановки привода. // Нефтяное хозяйство. – М.:Недра. – №9, 1973. – С.30-33.
48. Каримов С.Х., Мамедова М.М. Поиск функции управления входного звена, воспроизводящего оптимальный закон на выходе редуктора станка-качалки // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку: Красный Восток, 1990. – №11. – С. 39-41.
49. Meet the oilman's cash-flow machine [Electronic resource] / Basil International Inc.– Электрон. дан. – Denver, 2004. – Режим доступа: http://www.basilinternational.com/basil_h.htm. – Загол. з екрану.
50. Повышение достоверности результатов контроля и эффективности работы штангового глубиннонасосного оборудования //Аппаратно-програмные

- средства контроля глубиннонасосного оборудования: Обзорная инф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1988. – №1. – 23с. – (Сер. Автоматиз. и телемеханиз. в нефт. пром).
51. Костанян В.Р., Раджабов Л.Н., Сухолуцкий Б.М. Техническое диагностирование оборудования глубиннонасосных нефтяных скважин // Машины и нефт. оборуд: Науч. техн. сб. – М.: ВНИИОЭНГ, 1985. – Вып. 9. – С.48-51. – (Сер. Нефтепром. дело и трансп. нефти).
52. Gabor Takacs Improved designs reduce sucker-rod pumping costs // Oil & Gas Journal. – October 7, 1996. – P.68-76.
53. Gabor Takacs Program optimizes sucker-rod pumping mode // Oil & Gas Journal. – October 1, 1990. – P.68-76.
54. Todd A. Blackford, John R. Dunn, Randy R. Joseck Analysis indicates benefits of supervisory pump-off control // Oil & Gas Journal. – July 1, 1991. – P.60-63.
55. Ron Cramer, Cleon Dunhan, Alley Al Hinai Real-time automation optimizes production economics in Oman // Oil & Gas Journal. – November 24, 1997. – P.65-71.
56. Плющ Б.М., Фархадзадэ Э.М., Флейшман М.Я. Выравнивание нагрузочной динамограммы в регулируемом тиристорном электроприводе постоянного тока станков-качалок глубиннонасосных установок // Нефть и газ. Изв. вузов. – Баку: АЗИНЕФТЕХИМа им.Азизбекова, 1970. – №9. – С.106-109.
57. Трахтман Г.И. Контроль нагрузок на штанги и станок-качалку // Автоматизация процессов механизированной добычи нефти за рубежом: Обз. инф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1984. – №3. – С. 29-31. – (Сер. Автомат. и телемех. нефтяной пром-сти.)
58. Бандура В.В., Заміховський 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.
59. 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.
60. Пат.5,291,777 США, МКИ² E21B 047/00. System for monitoring oil well

- performance / Chang Victor; Moreno Noel; Alvarez Cesar. – № 848665; Заявлено 09.03.1992; Опубліковано 08.03.1994.
61. Пат. 6,343,656 США, МКИ² E21B 034/06. System and method for optimizing production from a rod-pumping system / Vazquez Manuel; Fernandes Jose. – №534904; Заявлено 23.03.2000; Опубліковано 5.02.2002.
62. Пат. 95107615 России МКИ³ F04B51/00. Способ диагностирования уравновешенности станков-качалок штанговых насосных установок / Гольдштейн Е.И.; Ермакова Е.Н. – № 95107615/06; Заявлено 12.05.1995; Опубл. 10.01.1997.
63. 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; Опубліковано 02.02.1993.
64. Заміховський Л., Калмиков О., Шумада В. Діагностування глибиннонасосних штангових установок (ШГНУ) при малоінерційних (тихохідних) режимах роботи // Методи і засоби техн. діагностики: Зб. праць міжвуз. шк.-сем. – Івано-Франківськ, 1999. – с.123-130.
65. Пейсах Э.Е., Нестеров В.А. Система проектирования плоских рычажных механизмов. – М.: Машиностроение, 1988. – 232с.
66. Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 384с.
67. Малько Б.Д. Геометричні та кінематичні характеристики механізмів верстатів-гойдалок. // Розвідка і розробка нафт. і газ. родовищ: Держ. міжвід. наук.-техн. зб. – Івано-Франківськ: , 1998. – Вип.35.(Т.4.) – С.113-124. – (Сер.Нафтогазопромислове обладнання).
68. А.Г. Молчанов Новый стандарт на приводы штанговых скважинных насосов // Стандартизация и сертификация. – М.:НИСОНГ, 2001. – №3. – с.8-10.
69. Бандура В.В. Дослідження впливу дефектів ШГНУ на її експлуатаційну надійність // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 1999. – Вип..36 (Т.8). – (Сер.Методи і засоби техн. діагностики).
70. Вердиев Т.М. Учет бисектрисы угла размаха от горизонтали балансира при проектировании станков-качалок. // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку: Красный Восток, 1989. – № 6 – С. 56-57.

71. Аливердизаде К.С. Влияние угла передачи кривошипно-коромыслового преобразующего механизма балансирного привода на работу штанговой скважинной насосной установки // Нефть и газ: Изв. вузов – Баку: АЗИНЕФТЕХИМа им.Азизбекова, 1981. – №9. – С.98-105.
72. Станки-качалки 7СК12-2.5-4000 и 7СК8-3.5-4000: Каталог “Запасные части к нефтяному оборудованию”. – М.: Недра, 1973. – 28с.
73. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640с.
74. Малько Б.Д. Динамічні характеристики виконавчих механізмів бурових і нафтопромислових установок та їх оптимізація. Дис. докт. техн. наук: 05.05.12. – Защищена 01.10.1999р.; Затв. 8.12.1999р.; № 000938 – Івано-Франківськ, 1999 - 245с.
75. Малько Б.Д., Івасів В.М., Козак Ф.С., Фернюк М.М. Коефіцієнт динамічності підйимального комплексу бурової установки // Розвідка і розробка нафт. і газ. родовищ: Держ. міжвід. наук.-техн. зб. – Івано-Франківськ: ,1997. – Вип.34. – С.40-45. – (Сер. Буріння нафтових і газових свердловин).
76. Бойко В.С. Разработка и эксплуатация нефтяных месторождений. – М.: Недра, 1990. – 427с.
77. Евчук О.В., Заміховський Л.М. Контроль рівня рідини в нафтовидобувних свердловинах за динамограмою // Методи та прилади контролю якості. – Івано-Франківськ, 2002. - №9. – с.55-56.
78. Белов И.Г. Практические основы динамометрирования. – Баку: Азнефтеиздат, 1947. – 108с.
79. Рамазанов Р.А. Уравновешивание станков-качалок по данным динамометрирования. // Азербайджанское нефтяное хозяйство. – Баку: Красный Восток, 1951. – №4. – С. 13-16.
80. Аливердизаде К.С. Балансирные индивидуальные приводы глубиннонасосной установки. – Баку: Азнефтеиздат, 1951. – 215с.
81. В.М.Касьянов Доурановешивание станка-качалки по фактическим нагрузкам полированного штока // Нефтяное хозяйство. – М.:Недра, 1954. –№6. – С.34-36.

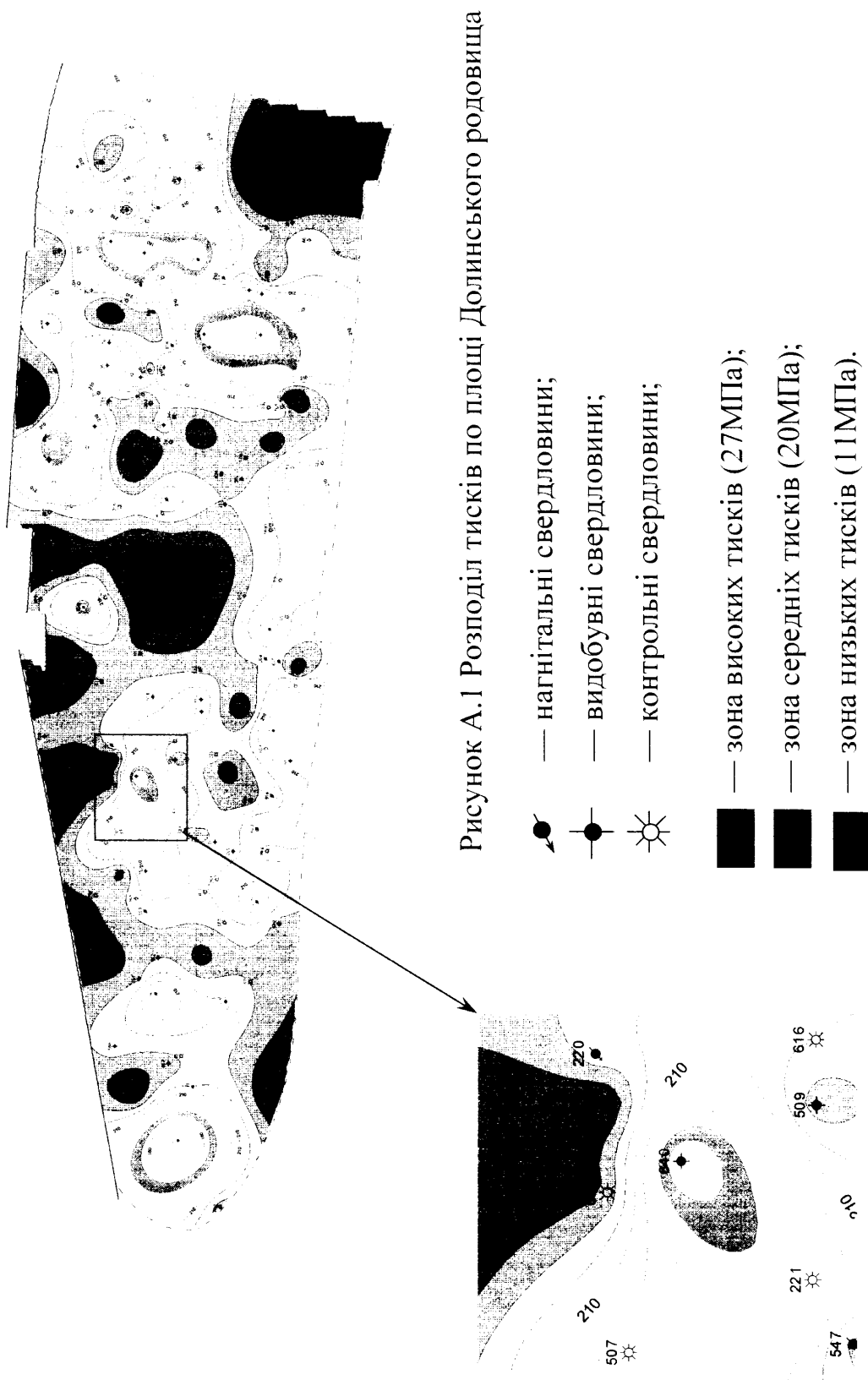
82. Пат. 2129667 России, МКИ³ F04B51/00. Способ дихотомического диагностирования неуравновешенных скважинных штанговых насосных установок / Гольдштейн Е.И., Ермакова Е.Н. . – № 95111014/06; Заявлено 27.06.1995; Опубликовано 27.04.1999.
83. Пат. 6,176,682 США, МКИ² F04B 049/00. Pumpjack dynamometer and method / Mills Manuel D. – № 369792; Заявлено 06.08.1999; Опубликовано 23.01.2001.
84. Пат. 5,204,595 США МКИ² H02P 001/04. Method and apparatus for controlling a walking beam pump / Opal; Kenneth E. (Oakmont, PA); Happel; William J. (Pittsburgh, PA). – №664500; Заявлено 05.03.1991; Опубликовано 20.03.1993.
85. Пат. СА 1207447 Канады МКИ² E21B 47/00. Method and apparatus for recording and playback of dynagraphs for sucker rod wells / McTamaneу Louis S.; Delfino Allan B.; Bisbee Gary W. – №450929; Заявлено 30.03.1984; Опубликовано 08.07.1986.
86. Пат. 2070667 России МКИ³ F04B47/12. Способ автоматического управления глубинно-насосной установкой нефтяных скважин, оборудованных станком-качалкой / Чаронов В.Я.; Альтшуллер М.И.; Кириллов А.А. – №93028859/06; Заявлено 25.05.1993; Опубл. 20.12.1996.
87. Пат. СА 2009742 Канады, МКИ² F04B 39/00. Variable speed pump control / Hester Lawrence R. – № 07/309,702; Заявлено 10.02.1989; Опубликовано 10.08.1990.
88. Пат. СА 1271539 Канады, МКИ² G01B 7/26. Apparatus for detecting changes in inclination or acceleration / Orlando Franklin P.; Goulart Joseph S.; Chandra Rangasami S. – № 472350; Заявлено 18.01.1985; Опубликовано 10.07.1990.
89. Пат. 5,222,867 США МКИ² F04B 049/06. Method and system for controlling a mechanical pump to monitor and optimize both reservoir and equipment performance / Walker Sr.; Frank J.; Walker Jr.; Frank J. – №776566; Заявлено 15.10.2001; Опубликовано 29.06.2003.
90. Пат. 2018644 России, МКИ³ E21B47/00. Способ исследования скважины, оборудованной глубинным штанговым насосом с приводом от станка-качалки / Кричке В.О. – №4885766/03; Заявлено 22.11.1990; Опубл. 30.08.1994.

91. Пат. СА 2203446 Канади, МКИ² E21В 47/04. Liquid level sensing for artificial lift control systems / Brewer James R. – № 08/639,564; Заявлено 29.04.1996; Опубліковано 29.10.1997.
92. Пат. 2230229 Росії, МКИ³ F04В51/00. Способ діагностування урівноваженості станков-качалок штангових насосних установок / Гольдштейн Е.І., Исаченко І.Н., Полякова С.В. – № 2002129166/06; Заявлено 31.10.2002; Опубліковано 10.06.2004.
93. Алієв Т.М., Тер-Хачатуров А.А. Перспективи автоматизації обробки інформації при діагностиці глибокнонасосного нафтяного обладнання // Нефть і газ: Изв. вузов. – Баку: АЗИНЕФТЕХИМа ім. Азизбекова, 1981. – №9. – С.88-92.
94. Алієв Г.А., Нусратов О.К. Методи і засоби діагностики глибокого насосного обладнання нафтяних скважин. // Нефтяне хазяйство. – М.: Недра, 1998. – №9. – С.78-80.
95. Белов А.І. Основи концепції діагностики насосно-силового обладнання // Транспорт і зберігання нафти і нафтопродуктів: НТИС. – М.: ВНИИОЭНГ, 1992. – №3. С.12-15.
96. Чигур І.І., Лещій Р.М., Кикляк В.М. Аналіз методів контролю моменту на валі механізмів з електричним приводом // Розвідка і розробка нафт. і газ. Родовищ. – Івано-Франківськ, 1999. – Вип.36(Т.8). – (Сер. Методи і засоби технічної діагностики).
97. Замиховський Л.М., Грынів Н.П., Панчук В.Г. Современное состояние методов и технических средств крутящего момента на валу погружных электродвигателей. – Івано-Франковск, 1993. – 17с.
98. Обґрунтування засобів і методів контролю параметрів і режимів роботи верстатів-качалок. - Госп. догов. тема № 231/02/206-НТП від 14.06.2002р. між ІФНТУНГ та ВАТ “Укрнафта”.
99. Макаров Р.А., Ренский А.Б., Боркунский Г.Х., Этингоф М.И. Тензометрия в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1975. – 288с.

100. Головка Д.Б., Рого К.Г., Скрипник Ю.О. Основи метрології та вимірювань. – Київ: Либідь, 2001. – 408с.
101. Поліщук Є.С., Дорожовець М.М., Яцук В.О. та ін. Метрологія та вимірювальна техніка. – Львів: Бескид Біт, 2003. – 544с.
102. Полюдов А.Н. Программные разгрузатели цикловых механизмов – Львов: Вища школа, 1979. – 168с.
103. Панчук В.Г. Математична теорія експерименту в інженерній механіці: Конспект лекцій. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 160с.
104. Гліненко Л.К., Сухоносів О.Г. Основи моделювання технічних систем: Навчальний посібник. – Львів: Бескид Біт, 2003. – 176с.
105. Вентцель Е.С., Овчаров Л.А. Теория случайных процессов и ее инженерные приложения / Гл.ред. физ.-мат. лит. – М.: Наука, 1991. – 384с.
106. Дьяконов В. Mathcad 2000: Учебный курс. – СПб: Питер, 2000. – 592с.
107. Бабак В.П., Хандецький В.С., Шрюфер Е. Обробка сигналів: Підручник. – К.: Либідь, 1999. – 496с.
108. Справочник по сопротивлению материалов / Винокур Е.А., Балыкин М.К., Голубев И.А. и др. – Мн.: Наука и техника, 1988. – 464с.
109. Пат. 68786А України, МКІ³ F04B51/00. Стенд для випробовування приводів свердловинних штангових насосних установок / Харун В.Р., Малько Б.Д. – №2003109588; Заявлено 24.10.2003; Опубл. 16.08.2004. Бюл. №8.-8с.
110. Малько Б.Д., Харун В.Р. Визначення впливу густини рідини та її динамічного рівня в свердловині на втрату ходу плунжера верстата-качалки // Нафта і газ України: Матеріали 8-ої Міжнародної науково-практичної конференції " Нафта і газ України - 2004". – К., 2004. – С.221-222.

ДОДАТКИ

Додаток А
Карта приведених ізобар до відмітки – 2075м,
вигодських відкладів родовища Долина



Додаток Б
Визначення місця розміщення противаг на кривошипях

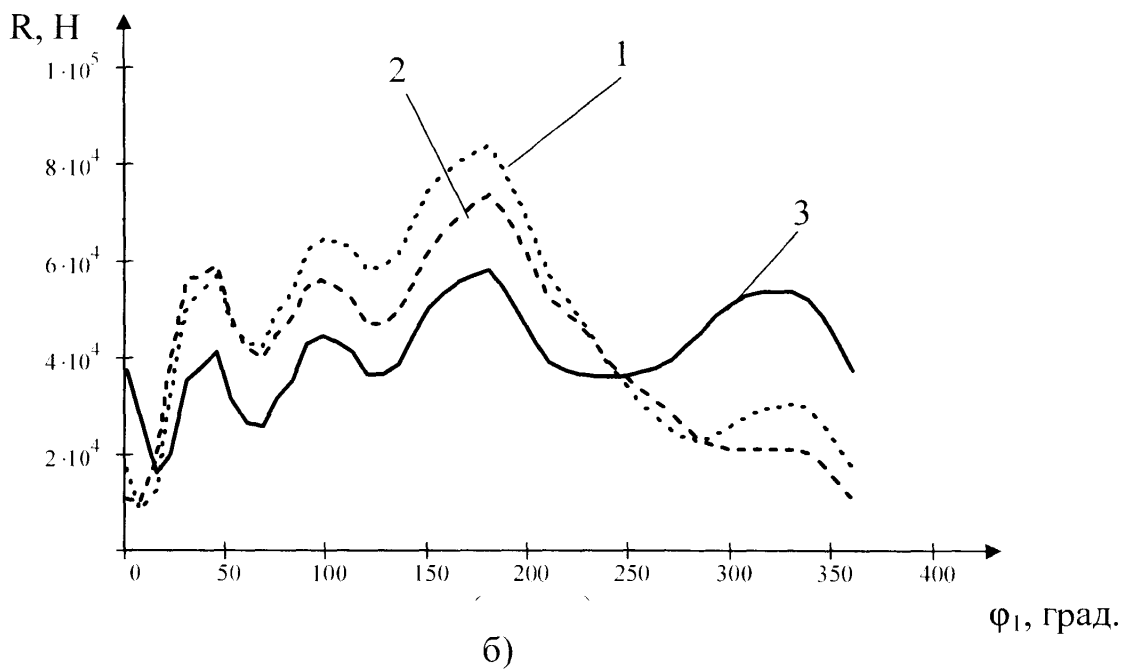
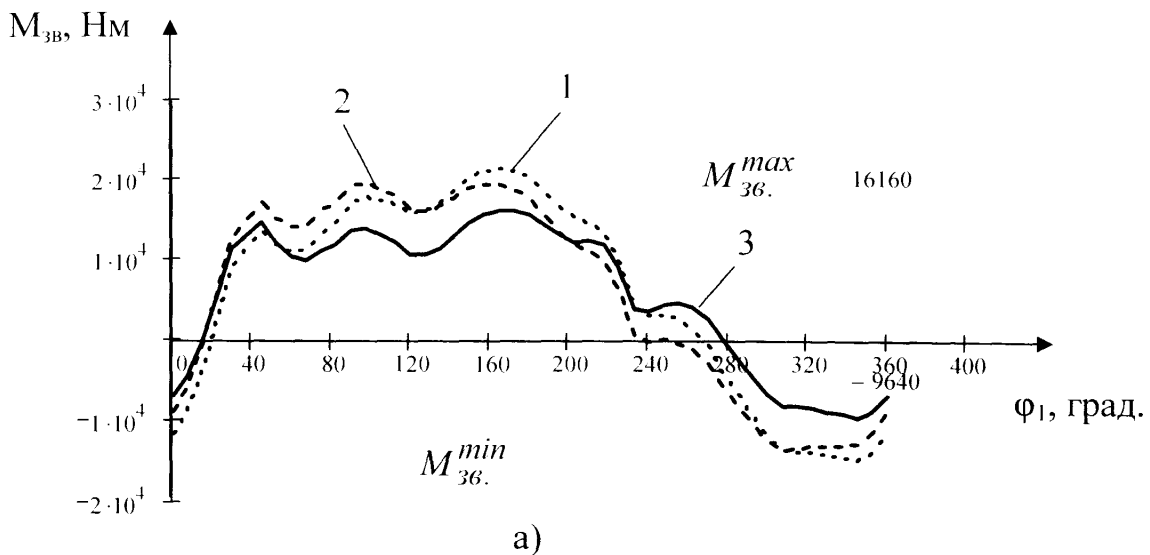


Рис. Б.1 Силві параметри вихідного вала редуктора:

а) – крутний момент;

б) – реакції в опорах;

1 – регулювання зрівноважування розміщення пари нижніх противаг;

2 - відстань розміщення пари верхніх та нижніх противаг однакова;

3 - регулювання зрівноважування розміщення пари верхніх противаг.

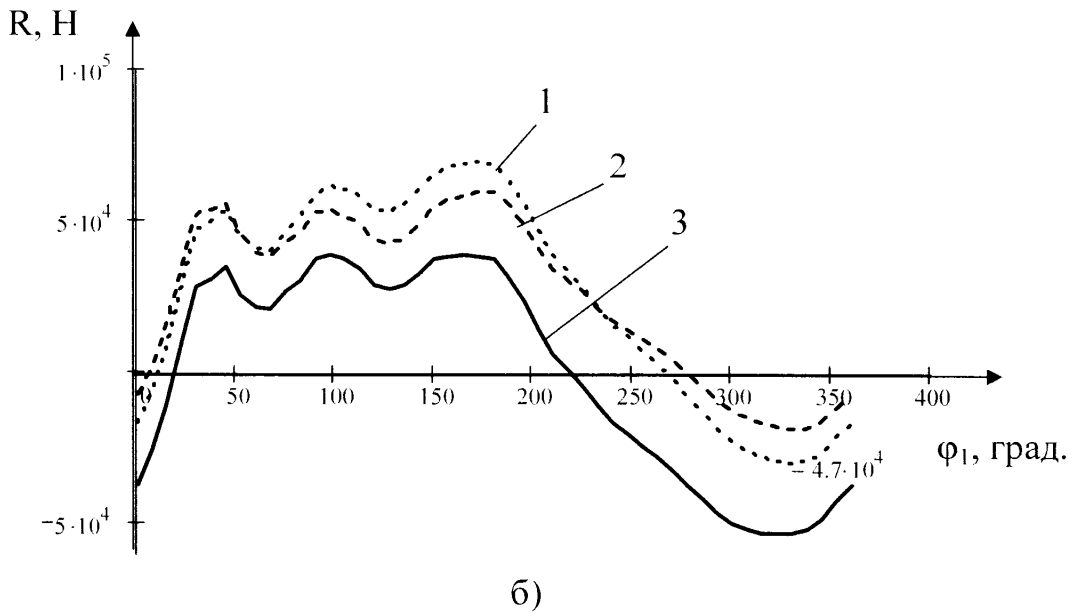
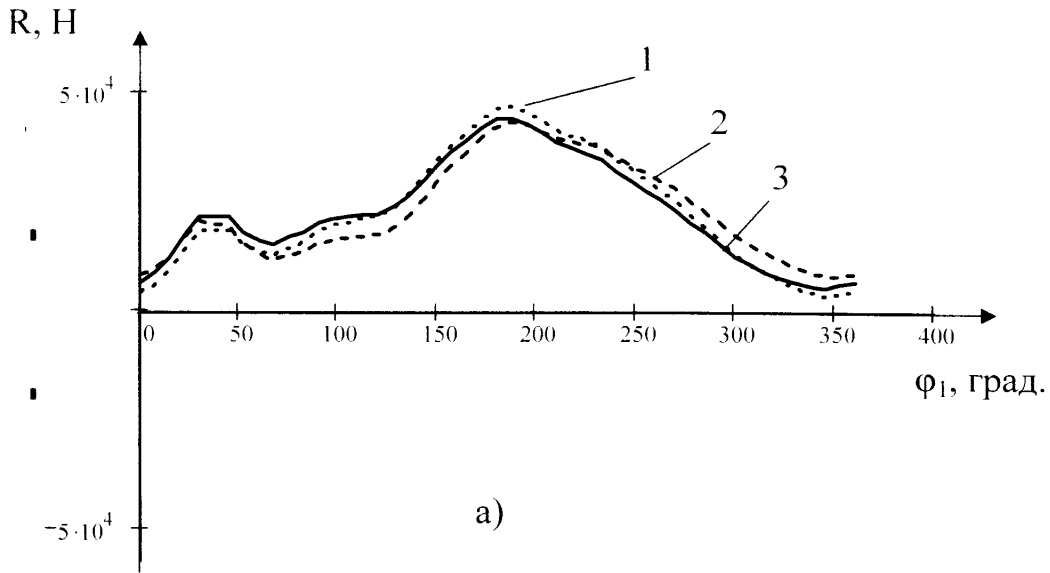


Рис. Б.2 Складові реакцій кривошипного вала:

а) – проекція реакції на вісь X;

б) – проекція реакції на вісь Y;

1 – регулювання зрівноважування розміщення пари нижніх противаг;

2 - відстань розміщення пари верхніх та нижніх противаг однакова;

3 - регулювання зрівноважування розміщення пари верхніх противаг.

Додаток В

Кінематичний та силовий аналіз верстата-качалки UP12T - аналітичний та експериментальний методи

Вхідні дані:

$S_{пл} := 3$ - хід плунжера глибинного насоса

Зчитування даних з файлу

$r_l := 1.34$ - довжина кривошипа

$F := READPRN("C:\Moy_Temp\!!!Doluna_vprovad\Zamir249.prn")$

$n_{kach} := 6.5$ - число качань балансира

$L := 3.286$ $k_2 := 2.8$ $k_1 := 3$ - виконавчий механізм

$X_{O2} := 2.4$ $Y_{O2} := 3$ - координати опори балансира

$L_{bal} := 0$ - відстань до центру мас кривошипних противаг

Максимальна довжина кривошипа: $ra_{max} := 2.2$

$ra_1 := \frac{ra_{max}}{2}$ - відстань до центру мас кривошипа

$$\max(F^{(0)}) = 48$$

$$\max(F^{(1)}) = 5.7 \times 10^4$$

$n := \max(F^{(0)})$ $n = 48$ загальна кількість точок замірів

Визначення часу одного качання та початку і тривалості циклу

$$\omega_{cp} := \frac{\pi \cdot n_{kach}}{30} \quad \omega_{cp} = 0.681 \quad - \text{кутова швидкість кривошипа}$$

$$t_{zkl} := \frac{2 \cdot \pi}{\omega_{cp}} \quad t_{zkl} = 9.231 \quad - \text{час одного оберта кривошипа}$$

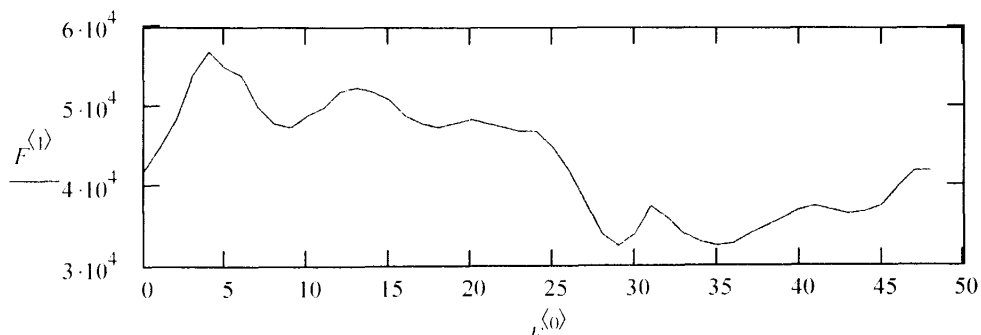
$$t_{poch} := 0 \quad t_{kin} := t_{zkl}$$

Час повороту на один градус $j := 0..360$

$$t_j := j \cdot \frac{t_{zkl}}{360} \quad t_{360} = 9.231 \quad t_1 = 0.026$$

$$\gamma_j := \omega_{cp} \cdot t_j \quad - \text{кут повороту кривошипа} \quad \text{length}(\gamma) = 361$$

Залежність зусилля в точці підвіски штанг від кута повороту кривошипа:



Максимальне навантаження, Н: $\max(F^{(1)}) = 5.7 \times 10^4$

Мінімальне навантаження, Н: $\min(F^{(1)}) = 3.25 \times 10^4$

Узгодження кута повороту кривошипа з експериментальною кількістю точок

$$\omega_{cp} := \frac{2 \cdot \pi}{\max(F^{(0)})}$$

Формування масива кута повороту кривошипа при узгодженні з кількістю точок заміру сили

$$F_i^{(0)} := F^{(0)} \cdot \omega_{cp} \quad \max(F_i^{(0)}) = 6.283$$

Визначення допоміжних геометричних характеристик верстата-качалки

$$h := 2 \cdot k1 \cdot \sin\left(\frac{S_{n1}}{2 \cdot k1}\right) \quad h = 2.877 \quad hl := h \cdot \frac{k2}{k1}$$

$$\alpha := 2 \cdot a \sin\left(\frac{hl}{2 \cdot k2}\right) \quad \alpha \cdot \frac{180}{\pi} = 57.296 \quad - \text{ кут розмаху балансира}$$

Початкове положення механізму, плунджер внизу: $d := \sqrt{X_{O2}^2 + Y_{O2}^2}$

$$\delta := \arccos\left[\frac{k2^2 + d^2 - (r_l + L)^2}{2 \cdot k2 \cdot d}\right] \quad \tau\theta := \operatorname{atan}\left(\frac{X_{O2}}{Y_{O2}}\right)$$

$$\beta\theta := \tau\theta + \delta - \frac{\pi}{2} \quad - \text{ максимальний кут відхилення балансира від горизонталі} \quad \beta\theta \cdot \frac{180}{\pi} = 35.462$$

$$\alpha\theta := \frac{\alpha}{2} - \beta\theta \quad - \text{ кут відхилення осі балансира від горизонталі в нульовому положенні (при "-" вісь над горизонталлю)} \quad \alpha\theta \cdot \frac{180}{3.1415} = -6.814$$

Визначення кута $\gamma\theta$ початкового положення кривошипа

$$\tau l := \arccos\left[\frac{d^2 + (r_l + L)^2 - k2^2}{2 \cdot d \cdot (r_l + L)}\right] \quad \alpha l := \operatorname{atan}\left(\frac{Y_{O2}}{X_{O2}}\right)$$

$$\gamma\theta := \tau l + \alpha l \quad \gamma\theta \cdot \frac{180}{\pi} = 88.521$$

Кут повороту кривошипа від горизонталі:

$$\phi l^{\langle 0 \rangle} := \gamma_0 + F_i^{\langle 0 \rangle}$$

Початкове положення точки підвісу штанг-нижнє

$$x_a^{\langle 0 \rangle} := r_l \cdot \cos(\phi l^{\langle 0 \rangle}) \quad y_a^{\langle 0 \rangle} := r_l \cdot \sin(\phi l^{\langle 0 \rangle}) \quad h^{\langle 0 \rangle} := \sqrt{(Y_{O2} - y_a^{\langle 0 \rangle})^2 + (X_{O2} - x_a^{\langle 0 \rangle})^2}$$

$$\alpha_2^{\langle 0 \rangle} := \arctan\left(\frac{Y_{O2} - y_a^{\langle 0 \rangle}}{X_{O2} - x_a^{\langle 0 \rangle}}\right) \quad z l^{\langle 0 \rangle} := \frac{\sqrt{(h^{\langle 0 \rangle})^2 + L^2 - k_2^2}}{2 \cdot h^{\langle 0 \rangle} \cdot L} \quad d l^{\langle 0 \rangle} := \frac{\sqrt{k_2^2 + L^2 - (h^{\langle 0 \rangle})^2}}{2 \cdot k_2 \cdot L}$$

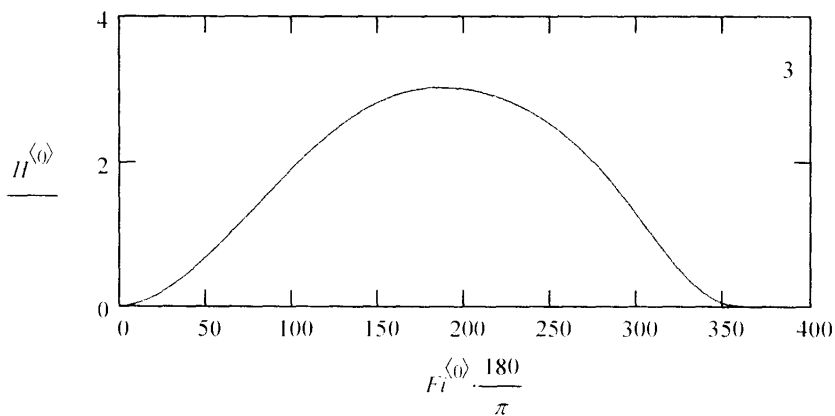
$$\alpha_1^{\langle 0 \rangle} := \arccos(z l^{\langle 0 \rangle}) \quad \alpha_3^{\langle 0 \rangle} := \arccos(d l^{\langle 0 \rangle}) \quad \phi_2^{\langle 0 \rangle} := \alpha_1^{\langle 0 \rangle} + \alpha_2^{\langle 0 \rangle} \quad \phi_3^{\langle 0 \rangle} := \phi_2^{\langle 0 \rangle} + \alpha_3^{\langle 0 \rangle}$$

$$\beta^{\langle 0 \rangle} := \phi_3^{\langle 0 \rangle} - (\phi_3^{\langle 0 \rangle})_0 \quad \text{- кут повороту балансира}$$

$$H^{\langle 0 \rangle} := k l \cdot \beta^{\langle 0 \rangle} \quad \text{- хід точки підвіски штанг (головки балансира)}$$

$$\max(H^{\langle 0 \rangle}) = 3.025 \quad \text{- повний хід плунжера}$$

Залежність переміщення полірованого штоку від кута повороту кривошипа:



$$\nu^{\langle 0 \rangle} := \frac{\pi}{2} - \arccos\left[\frac{L^2 + (k_2)^2 - (h^{\langle 0 \rangle})^2}{2 \cdot k_2 \cdot L}\right] \quad \text{- кут тиску}$$

$$YB0 := (Y_{O2} + k_2 \cdot \sin(\beta_0))$$

$$\tau_2 := \arccos\left[\frac{(L - r_l)^2 + d^2 - (k_2)^2}{2 \cdot (L - r_l) \cdot d}\right]$$

$$XB0 := \sqrt{(r_l + L)^2 - (YB0)^2}$$

$$\theta := \tau_1 - \tau_2 \quad \text{- кут дезаксіалу} \quad \theta \cdot \frac{180}{\pi} = -7.089$$

знак "-" означає, що кут робочого ходу більший за холостий

Перша передаточна функція та кутова швидкість шатуна

$$P\phi_2^{\langle 0 \rangle} := \frac{-r_l \cdot \sin(\phi_3^{\langle 0 \rangle} - \phi l^{\langle 0 \rangle})}{L \cdot \sin(\phi_3^{\langle 0 \rangle} - \phi_2^{\langle 0 \rangle})} \quad \omega_2^{\langle 0 \rangle} := P\phi_2^{\langle 0 \rangle} \cdot \omega_{cp}$$

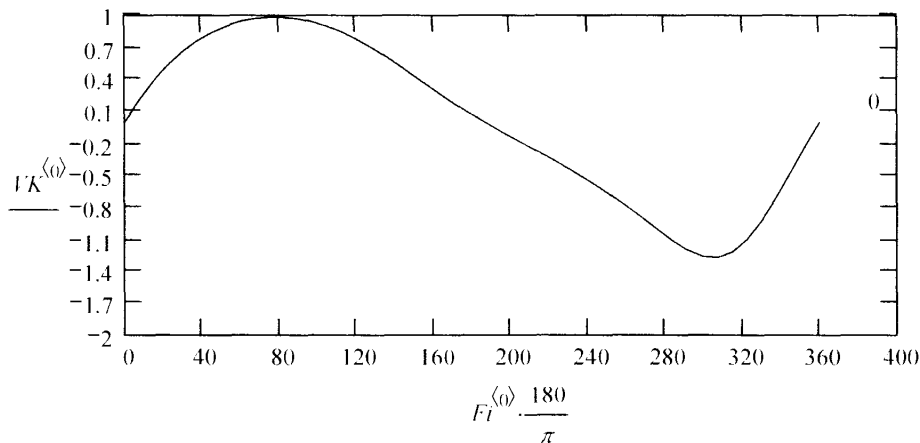
Зміна кутової швидкості шатуна:

Перша передаточна функція та кутова швидкість балансира

$$P\phi_3^{(0)} := \frac{r_1 \cdot \sin(\phi_1^{(0)} - \phi_2^{(0)})}{k_2 \cdot \sin(\phi_3^{(0)} - \phi_2^{(0)})} \quad \omega_3^{(0)} := P\phi_3^{(0)} \cdot \omega_{cp}$$

$$VK^{(0)} := \omega_3^{(0)} \cdot k_l$$

Швидкість точки підвісу штанг



Максимальне та мінімальне значення швидкості:

$$\max(VK) = 0.982$$

$$\min(VK) = -1.265$$

$$\varepsilon_l := 0 \quad \omega_l := \omega_{cp}$$

Друга передаточна функція шатуна:

$$Pa\phi_2^{(0)} := \left[\frac{L \cdot (P\phi_2^{(0)})^2 \cdot \cos(\phi_2^{(0)} - \phi_3^{(0)}) - k_2 \cdot (P\phi_3^{(0)})^2 + r_1 \cdot \cos(\phi_1^{(0)} - \phi_3^{(0)})}{L \cdot \sin(\phi_2^{(0)} - \phi_3^{(0)})} \right]$$

$$\varepsilon_2^{(0)} := Pa\phi_2^{(0)} \cdot \omega_l^2 + \varepsilon_l \cdot P\phi_2^{(0)} \quad \text{- кутове прискорення шатуна}$$

Друга передаточна функція коромисла

$$Pa\phi_3^{(0)} := \left[\frac{L \cdot (P\phi_2^{(0)})^2 - k_2 \cdot (P\phi_3^{(0)})^2 \cdot \cos(\phi_2^{(0)} - \phi_3^{(0)}) + r_1 \cdot \cos(\phi_1^{(0)} - \phi_2^{(0)})}{k_2 \cdot \sin(\phi_2^{(0)} - \phi_3^{(0)})} \right]$$

$$\varepsilon_3^{(0)} := Pa\phi_3^{(0)} \cdot \omega_l^2 + \varepsilon_l \cdot P\phi_3^{(0)} \quad \text{- кутове прискорення балансира}$$

$$a_K^{(0)} := \varepsilon_3^{(0)} \cdot k_l$$

Проекції аналогів швидкостей точок центрів мас ланок на осі X та Y:

$$PerV_{xA}^{(0)} := -r_{a1} \cdot \sin(\phi_1^{(0)})$$

$$PerV_{yA}^{(0)} := r_{a1} \cdot \cos(\phi_1^{(0)})$$

$$PerV_{Balx}^{(0)} := -L_{bal} \cdot \sin(\phi_1^{(0)})$$

$$PerV_{Baly}^{(0)} := L_{bal} \cdot \cos(\phi_1^{(0)})$$

$$PerV_{xB}^{(0)} := PerV_{xA}^{(0)} - L \cdot \sin(\phi_2^{(0)}) \cdot P\phi_2^{(0)}$$

$$PerV_{yB}^{(0)} := PerV_{yA}^{(0)} + L \cdot \cos(\phi_2^{(0)}) \cdot P\phi_2^{(0)}$$

$$\begin{aligned} PerV_{xS2}^{(0)} &:= PerV_{xA}^{(0)} - \frac{L}{\gamma} \cdot \sin(\phi_2^{(0)}) \cdot P\phi_2^{(0)} & PerV_{yS2}^{(0)} &:= PerV_{yA}^{(0)} + \frac{L}{\gamma} \cdot \cos(\phi_2^{(0)}) \cdot P\phi_2^{(0)} \\ PerV_{xK}^{(0)} &:= \overrightarrow{(-kl \cdot \sin(\phi_3^{(0)} + \pi) \cdot P\phi_3^{(0)})} & PerV_{yK}^{(0)} &:= \overrightarrow{(kl \cdot \cos(\phi_3^{(0)} + \pi) \cdot P\phi_3^{(0)})} \end{aligned}$$

Проекції швидкостей точок центрів мас ланок на осі X та Y:

$$\begin{aligned} V_{S1x}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerV_{xA}^{(0)} & V_{S1y}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerV_{yA}^{(0)} \\ V_{SBalx}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerVBalx^{(0)} & V_{SBaly}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerVBaly^{(0)} \\ V_{S2x}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerV_{xS2}^{(0)} & V_{S2y}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerV_{yS2}^{(0)} \\ V_{Bx}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerV_{xB}^{(0)} & V_{By}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerV_{yB}^{(0)} \\ V_{Kx}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerV_{xK}^{(0)} & V_{Ky}^{(0)} &:= \omega l \cdot PerV_{yK}^{(0)} \end{aligned}$$

Проекції аналогів прискорень відповідних точок на осі X та Y:

$$\begin{aligned} PerAx_A^{(0)} &:= -r_l \cdot \cos(\phi_1^{(0)}) & PerAy_A^{(0)} &:= -r_l \cdot \sin(\phi_1^{(0)}) \\ PerAx_B^{(0)} &:= PerAx_A^{(0)} - L \cdot \cos(\phi_2^{(0)}) \cdot (P\phi_2^{(0)})^2 - L \cdot \sin(\phi_2^{(0)}) \cdot Pa\phi_2^{(0)} \\ PerAy_B^{(0)} &:= PerAy_A^{(0)} - L \cdot \sin(\phi_2^{(0)}) \cdot (P\phi_2^{(0)})^2 + L \cdot \cos(\phi_2^{(0)}) \cdot Pa\phi_2^{(0)} \\ PerAx_{S2}^{(0)} &:= PerAx_A^{(0)} - \frac{L}{2} \cdot \cos(\phi_2^{(0)}) \cdot (P\phi_2^{(0)})^2 - \frac{L}{2} \cdot \sin(\phi_2^{(0)}) \cdot Pa\phi_2^{(0)} \\ PerAy_{S2}^{(0)} &:= PerAy_A^{(0)} - \frac{L}{2} \cdot \sin(\phi_2^{(0)}) \cdot (P\phi_2^{(0)})^2 + \frac{L}{2} \cdot \cos(\phi_2^{(0)}) \cdot Pa\phi_2^{(0)} \\ PerAx_K^{(0)} &:= \overrightarrow{[-kl \cdot \cos(\phi_3^{(0)} + \pi) \cdot (P\phi_3^{(0)})^2 - kl \cdot \sin(\phi_3^{(0)} + \pi) \cdot Pa\phi_3^{(0)}]} \\ PerAy_K^{(0)} &:= \overrightarrow{[-kl \cdot \sin(\phi_3^{(0)} + \pi) \cdot (P\phi_3^{(0)})^2 + kl \cdot \cos(\phi_3^{(0)} + \pi) \cdot Pa\phi_3^{(0)}]} \end{aligned}$$

Проекції прискорень відповідних точок на осі X та Y:

Точки А кріплення кривошипа і шатуна

$$AAx^{(0)} := \omega l^2 \cdot PerAx_A^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerV_{xA}^{(0)} \quad AAy^{(0)} := \omega l^2 \cdot PerAy_A^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerV_{yA}^{(0)}$$

Центру мас кривошипа т. S1

$$AS1x^{(0)} := \frac{\omega l^2 \cdot PerAx_A^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerV_{xA}^{(0)}}{2} \quad AS1y^{(0)} := \frac{\omega l^2 \cdot PerAy_A^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerV_{yA}^{(0)}}{2}$$

Центру мас шатуна т. S2:

$$AS2x^{(0)} := \omega l^2 \cdot PerAx_{S2}^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerV_{xS2}^{(0)} \quad AS2y^{(0)} := \omega l^2 \cdot PerAy_{S2}^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerV_{yS2}^{(0)}$$

Точки кріплення шатуна з балансиром, центру мас траверси т.В

$$ABx^{(0)} := \omega l^2 \cdot PerAxB^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerVxB^{(0)} \quad ABy^{(0)} := \omega l^2 \cdot PerAyB^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerVyB^{(0)}$$

Точки центру мас головки балансира та підвісу штанг т.К

$$AKx^{(0)} := \omega l^2 \cdot PerAxK^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerVxK^{(0)} \quad AKy^{(0)} := \omega l^2 \cdot PerAyK^{(0)} + \varepsilon l \cdot PerVyK^{(0)}$$

Прискорення точки підвіски штанг:

$$AKsht^{(0)} := \varepsilon z^{(0)} \cdot kl$$

Маса ланок, кг:

| | |
|---------------------------------|---------------------|
| 1. Кривошипа: | $m_{kr} := 2350$ |
| 2. Кривошипних противаг: | $m_{pr} := 5642$ |
| 3. Головки балансира | $m_{gol} := 400$ |
| 4. Траверси: | $m_{trav} := 400$ |
| 5. Балансира: | $m_{bal} := 990$ |
| 7. Незрівноваженість балансира: | $m_{\Sigma} := 232$ |

$$G_{kr} := m_{kr} \cdot 9.18 \quad G_{pr} := m_{pr} \cdot 9.18 \quad G_{tr} := m_{\Sigma} \cdot 9.18 \quad G_{gol} := m_{gol} \cdot 9.18 \quad G_{bal} := m_{bal} \cdot 9.18 \quad G_{\Sigma} := m_{\Sigma} \cdot 9.81$$

$$\Phi_{x_{kr}}^{(0)} := \frac{-G_{kr}}{9.807} \cdot AS1x^{(0)} \quad \Phi_{y_{kr}}^{(0)} := \frac{-G_{kr}}{9.807} \cdot AS1y^{(0)}$$

10. Сила інерції балансирних вантажів, Н - Фрг **!Визначається після визначення точного місця їх розміщення**

$$\Phi_{x_{pr}}^{(0)} := \frac{-G_{pr}}{9.807} \cdot ASBalx^{(0)} \quad \Phi_{y_{pr}}^{(0)} := \frac{-G_{pr}}{9.807} \cdot ASBaly^{(0)}$$

11. Сила інерції шатуна, Н - Фsh

$$\Phi_{x_{sh}}^{(0)} := \frac{-G_{sh}}{9.807} \cdot AS2x^{(0)} \quad \Phi_{y_{sh}}^{(0)} := \frac{-G_{sh}}{9.807} \cdot AS2y^{(0)}$$

12. Сила інерції точки кріплення шатуна і балансира, Н - Фbal

$$\Phi_{Bx_{bal}}^{(0)} := \frac{-G_{tr}}{9.807} \cdot ABx^{(0)} \quad \Phi_{By_{bal}}^{(0)} := \frac{-G_{tr}}{9.807} \cdot ABy^{(0)}$$

13. Сила інерції точки кріплення штанг, Н - Фbal

$$\Phi_{Ky}^{(0)} := \frac{-G_{gol}}{9.807} \cdot AKy^{(0)}$$

14. Момент сили інерції кривошипа, Нм - Мфkr

$$M_{pkr}^{(0)} := J_{kr} \cdot \varepsilon_2^{(0)}$$

15. Момент сили інерції балансира, Нм - Mbal

$$M_{bal}^{(0)} := J_{bal} \cdot \varepsilon_3^{(0)}$$

Побудова динамограми з врахуванням конструкції колони штанг, діаметра плунжера глибинного насоса та глибини його підвіски

Вхідні дані:

$$d_{пл} := 57 \cdot 10^{-3} \quad \text{- діаметр плунжера} \quad d_{омв \text{ кл}} := 30 \cdot 10^{-3}$$

$$d_{НКТ} := 62 \cdot 10^{-3} \quad \text{- діаметр НКТ} \quad 28-11, 32-14, 38-18, 44-20, 55-25, 70-30$$

$$\rho_p := 850 \quad \text{- густина рідини в свердловині, кг/м}^3$$

$$H_{рід} := 294 \quad \text{- висота рівня рідини в свердловині, м}$$

$$p_{гирл} := 0.25 \quad \text{- тиск на гирлі свердловини, МПА} \quad p_{air} := 0.1$$

Колона штанг: $\rho_{ум} := 7850$ - густина матеріалу штанг (сталь), кг/м³

$$n_{1st} := 30 \quad L_{1st} := 8 \quad d_{1st} := 25 \cdot 10^{-3} \quad \text{- кількість, довжина та діаметр штанг 1-ї ступені}$$

$$n_{2st} := 152 \quad L_{2st} := 8 \quad d_{2st} := 22 \cdot 10^{-3} \quad \text{- кількість, довжина та діаметр штанг 2-ї ступені}$$

$$n_{3st} := 0 \quad L_{3st} := 8 \quad d_{3st} := 22 \cdot 10^{-3} \quad \text{- кількість, довжина та діаметр штанг 3-ї ступені}$$

Довжина ступеней штанг, м:

$$L_{1kol} := n_{1st} \cdot L_{1st} \quad L_{1kol} = 240 \quad \text{- довжина 1 ступені}$$

$$L_{2kol} := n_{2st} \cdot L_{2st} \quad L_{2kol} = 1.216 \times 10^3 \quad \text{- довжина 2 ступені}$$

$$L_{3kol} := n_{3st} \cdot L_{3st} \quad L_{3kol} = 0 \quad \text{- довжина 3 ступені}$$

$$L_{kol} := L_{1kol} + L_{2kol} + L_{3kol} \quad L_{kol} = 1.456 \times 10^3 \quad \text{- глибина підвіски насоса}$$

Маса 1 штанги з муфтою:

$$m_{1ум} := 33.33 \quad \text{- 1 ступені}$$

$$m_{2ум} := 25.68 \quad \text{- 2 ступені}$$

$$m_{3ум} := 25.68 \quad \text{- 3 ступені}$$

Загальна довжина та вага колони штанг:

$$q_{1ум} := m_{1ум} \cdot 9.807 \quad q_{2ум} := m_{2ум} \cdot 9.807 \quad q_{3ум} := m_{3ум} \cdot 9.807$$

$$P_{шт} := (n_{1st} \cdot q_{1ум} + n_{2st} \cdot q_{2ум} + n_{3st} \cdot q_{3ум}) \quad P_{шт} = 4.809 \times 10^4 \quad \text{- вага колони в повітрі}$$

$$b_{арх} := 1 - \frac{\rho_p}{\rho_{ум}} \quad b_{арх} = 0.892 \quad P_{lшт} := P_{шт} \cdot b_{арх}$$

$$dst := \frac{L_{1kol} \cdot d_{1st} + L_{2kol} \cdot d_{2st} + L_{3kol} \cdot d_{3st}}{L_{kol}} \quad dst = 0.02249$$

Вага рідини над плунжером $P_{I_{shl}} = 4.288 \times 10^4$ - вага колони в рідині

$$F_{nl} := \frac{\pi \cdot d_{nl}^2}{4} \quad F_{kl} := \frac{\pi \cdot d_{omc \text{ кл}}^2}{4}$$

$$F_{1um} := \frac{\pi \cdot d_{1st}^2}{4} \quad F_{2um} := \frac{\pi \cdot d_{2st}^2}{4} \quad F_{3um} := \frac{\pi \cdot d_{3st}^2}{4} \quad F_{HKT} := \frac{\pi \cdot d_{HKT}^2}{4}$$

$$P_{BC} := \rho_p \cdot 9.807 \cdot (L_{kol} - H_{rid})$$

$$P_{BC} = 9.686 \times 10^6$$

$$G_p := [F_{HKT} \cdot L_{kol} - (F_{1um} \cdot L_{1kol} + F_{2um} \cdot L_{2kol} + F_{3um} \cdot L_{3kol})] \cdot \rho_p \cdot 9.807 - F_{nl} \cdot (\rho_{gwrl} \cdot 10^6 + P_{BC})$$

Вага рідини і штанг

$$P_{ctB} := P_{I_{shl}} + G_p \quad P_{ctB} = 4.933 \times 10^4$$

$$G_p = 6.452 \times 10^3$$

$$m_{dB} := \frac{S_{nl} \cdot n^2}{1789} \cdot \left(1 + \frac{r_l}{L}\right) \quad m_{dB} = 5.439$$

$$m_{dH} := \frac{S_{nl} \cdot n^2}{1789} \cdot \left(1 - \frac{r_l}{L}\right) \quad m_{dH} = 2.288$$

$$\max(AKy) = 1.116$$

$$\min(AKy) = -0.567$$

$$P_{iIB} := \frac{P_{I_{shl}}}{9.81} \cdot \max(AKy) \quad P_{iIB} = 4.878 \times 10^3$$

$$P_{iIH} := \frac{P_{I_{shl}}}{9.81} \cdot \left[\min(AKy) \right]$$

$$P_{BibrBH} := 0.05 \cdot P_{ctB} \quad P_{BibrBH} = 2.467 \times 10^3$$

$$P_{TerBH} := 0.01 \cdot P_{I_{shl}} \quad P_{TerBH} = 428.795$$

$$F_{max} := P_{ctB} + P_{iIB} + P_{TerBH} \quad F_{max} = 5.464 \times 10^4 \quad \text{- максимальне навантаження}$$

$$P_{ctH} := P_{I_{shl}} - (F_{nl} - F_{kl}) \cdot \left[\rho_{gwrl} \cdot 10^6 + \rho_p \cdot 9.807 \cdot (H_{rid}) \right]$$

$$F_{min} := P_{ctH} - P_{iIH} - P_{TerBH} \quad F_{min} = 3.499 \times 10^4 \quad \text{- мінімальне навантаження}$$

$$F_{I_{max}} := \left[\frac{\pi}{4} \cdot \rho_{um} \cdot 9.807 \cdot L_{kol} \cdot \left[(1 - b_{arx}) \cdot d_{HKT}^2 + (2 \cdot b_{arx} - 1) \cdot d_{st}^2 \right] \right] - F_{nl} \cdot (\rho_{gwrl} \cdot 10^6 + P_{BC})$$

$$F_{I_{max}} = 4.619 \times 10^4 \quad F_{max} = 5.464 \times 10^4$$

$$F_{I_{min}} := \left(\frac{\pi}{4} \cdot \rho_{um} \cdot 9.807 \cdot L_{kol} \cdot d_{st}^2 \cdot b_{arx} \right) - (F_{nl} - F_{kl}) \cdot \left[\rho_{gwrl} \cdot 10^6 + \rho_p \cdot 9.807 \cdot (H_{rid}) \right]$$

$$F_{I_{min}} = 3.474 \times 10^4 \quad F_{min} = 3.499 \times 10^4$$

Врахування сили інерції

$$m_{max} := \frac{P_{ctB}}{9.81} \quad m_{min} := \frac{P_{ctII}}{9.81}$$

$$Fast_{max} := P_{ctB} + P_{terBH}$$

$$Flast_{max} := Fl_{max} + P_{terBH}$$

$$Fast_{min} := P_{ctII} - P_{terBH}$$

$$Flast_{min} := Fl_{min} - P_{terBH}$$

$$Fa_{max}^{(0)} := m_{max} \cdot a_K^{(0)} + Fast_{max}$$

$$Fla_{max}^{(0)} := m_{max} \cdot a_K^{(0)} + Flast_{max}$$

$$Fa_{min}^{(0)} := m_{min} \cdot a_K^{(0)} + Fast_{min}$$

$$Fla_{min}^{(0)} := m_{min} \cdot a_K^{(0)} + Flast_{min}$$

Побудова динамограми

$$d_{gr} := 73 \cdot 10^{-3} \quad \text{- діаметр НКТ}$$

$$E := 2 \cdot 10^{11}$$

$$f_{sh} := \frac{Fl_{um} + F2_{um} + F3_{um}}{3}$$

$$f_t := \frac{\pi \cdot d_{gr}^2}{4}$$

$$f_{sh} = 4.17 \times 10^{-4}$$

$$\lambda := \frac{G_p \cdot L_{kol}}{E} \cdot \left(\frac{1}{f_{sh}} + \frac{1}{f_t} \right)$$

$$H1 := \max(H)$$

$$\max(H) = 3.025$$

$$\lambda = 0.124$$

$$F1_{ko}^{(0)} := \left[\left[\left[F_{min} + \frac{H^{(0)}}{\lambda} \cdot (F_{max} - F_{min}) \right] \cdot (H^{(0)} \leq \lambda) + F_{max} \cdot (H^{(0)} \geq \lambda) \right] \right]$$

$$F2_{ko}^{(0)} := \left[\left[F_{max} + \left(\frac{H1 - H^{(0)}}{\lambda} \right) \cdot (F_{min} - F_{max}) \right] \cdot [H^{(0)} > (H1 - \lambda)] + F_{min} \cdot [H^{(0)} \leq (H1 - \lambda)] \right]$$

$$Fa1_{ko}^{(0)} := \left[\left[\left[Fa_{min}^{(0)} + \frac{H^{(0)}}{\lambda} \cdot (Fa_{max}^{(0)} - Fa_{min}^{(0)}) \right] \cdot (H^{(0)} \leq \lambda) + Fa_{max}^{(0)} \cdot (H^{(0)} \geq \lambda) \right] \right]$$

$$Fa2_{ko}^{(0)} := \left[\left[Fa_{max}^{(0)} + \left(\frac{H1 - H^{(0)}}{\lambda} \right) \cdot (Fa_{min}^{(0)} - Fa_{max}^{(0)}) \right] \cdot [H^{(0)} > (H1 - \lambda)] + Fa_{min}^{(0)} \cdot [H^{(0)} \leq (H1 - \lambda)] \right]$$

$$Fla1_{ko}^{(0)} := \left[\left[\left[Fla_{min}^{(0)} + \frac{H^{(0)}}{\lambda} \cdot (Fla_{max}^{(0)} - Fla_{min}^{(0)}) \right] \cdot (H^{(0)} \leq \lambda) + Fla_{max}^{(0)} \cdot (H^{(0)} \geq \lambda) \right] \right]$$

$$Fla2_{ko}^{(0)} := \left[\left[Fla_{max}^{(0)} + \left(\frac{H1 - H^{(0)}}{\lambda} \right) \cdot (Fla_{min}^{(0)} - Fla_{max}^{(0)}) \right] \cdot [H^{(0)} > (H1 - \lambda)] + Fla_{min}^{(0)} \cdot [H^{(0)} \leq (H1 - \lambda)] \right]$$

$$\text{length}(F1_{ko}^{(0)}) = 49 \quad \text{length}(F2_{ko}^{(0)}) = 49$$

$$\text{length}(Fa1_{ko}^{(0)}) = 49 \quad \text{length}(Fa2_{ko}^{(0)}) = 49$$

Створення матриці, яка включає всі точки на протязі t_{poch} до t_{kin}

$$C^{(1)} := \text{submatrix}(F1_{ko}^{(0)}, 0, 24, 0, 0) \quad \text{створення матриці сили F1ko} \quad \text{length}(C^{(1)}) = 25$$

$$C2^{(1)} := \text{submatrix}(F2_{ko}^{(0)}, 25, 48, 0, 0) \quad \text{створення матриці сили F2ko} \quad \text{length}(C2^{(1)}) = 24$$

$$Ca^{(1)} := \text{submatrix}(Fa1_{ko}^{(0)}, 0, 24, 0, 0) \quad \text{створення матриці сили F1ko} \quad \text{length}(Ca^{(1)}) = 25$$

$$C2a^{(1)} := \text{submatrix}(Fa2_{ko}^{(0)}, 25, 48, 0, 0) \quad \text{створення матриці сили F2ko} \quad \text{length}(C2a^{(1)}) = 24$$

$$C1a^{(1)} := \text{submatrix}(F1a1_{ko}^{(0)}, 0, 24, 0, 0) \quad \text{створення матриці сили F11ko}$$

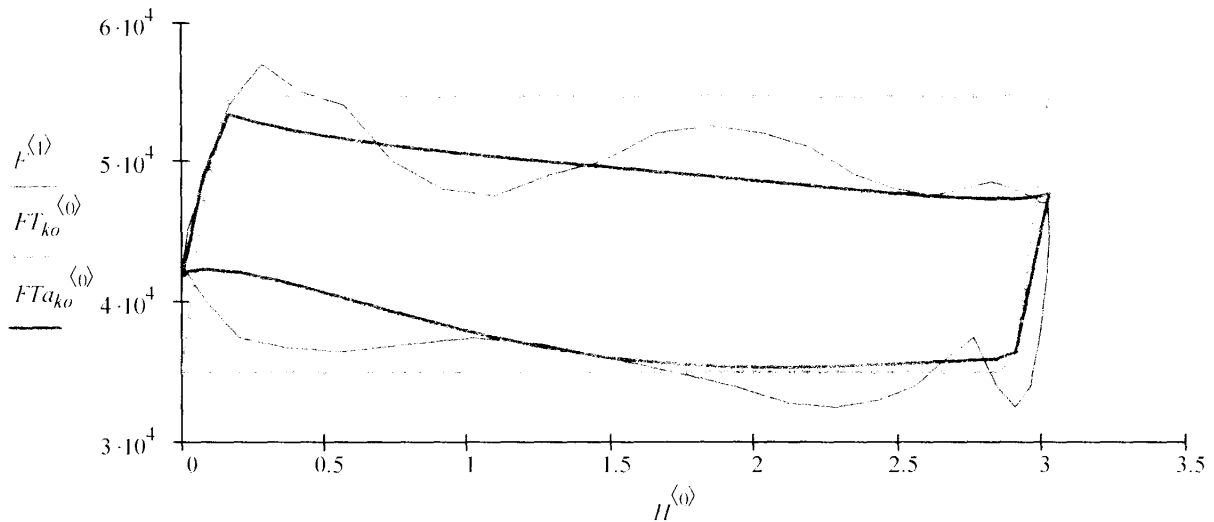
$$C12a^{(1)} := \text{submatrix}(F1a2_{ko}^{(0)}, 25, 48, 0, 0) \quad \text{створення матриці сили F12ko}$$

створення сумарної матриці, яка включає матриці F1 та F2

$$FT_{ko}^{(0)} := \text{stack}(C^{(1)}, C2^{(1)})$$

$$FTa_{ko}^{(0)} := \text{stack}(Ca^{(1)}, C2a^{(1)}) \quad FITa_{ko}^{(0)} := \text{stack}(C1a^{(1)}, C12a^{(1)})$$

Діаграма зміни навантаження точки підвісу штанг $\text{length}(FT_{ko}^{(0)}) = 49$

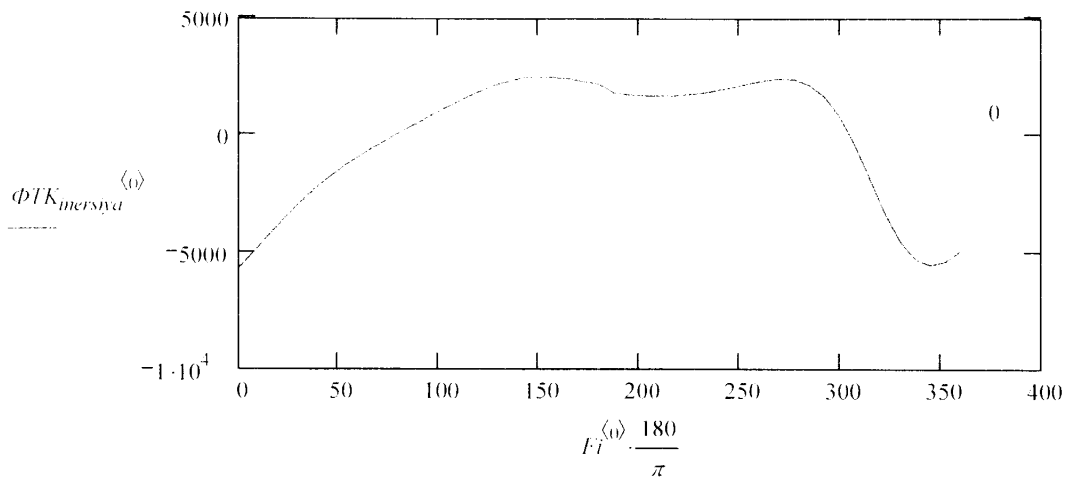


$$F_{ko}^{(0)} := F^{(1)}$$

$\lambda = 0.124$ - розрахункова сумарна втрата ходу

Додаткове навантаження від сили інерції маси колони штанг та рідини

$$\Phi TK_{inersiya}^{(0)} := \overrightarrow{\left[\left[-\left[\frac{PI_{sht}}{9.807} \cdot AK_{sht}^{(0)} \cdot (FK^{(0)} < 0) \right] \right] - \left[\frac{G_p + PI_{sht}}{9.807} \cdot AK_{sht}^{(0)} \cdot (VK^{(0)} \geq 0) \right] \right]}$$

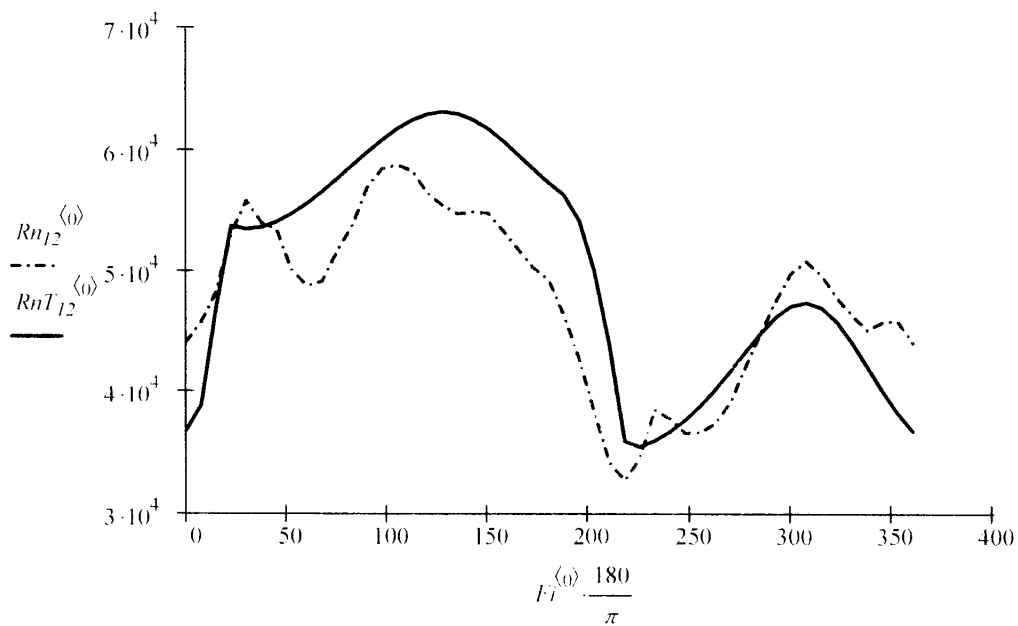


$$\max(\Phi TK_{inersiya}^{(0)}) = 2.474 \times 10^3 \quad \min(\Phi TK_{inersiya}^{(0)}) = -5.681 \times 10^3$$

Визначення реакцій

$$Rn_{I2}^{(0)} := \left(\frac{k_1 \cdot F_{ko}^{(0)} \cdot \cos(\pi - \phi_3^{(0)})}{k_2 \cdot \cos(\nu^{(0)})} \right) \quad RnT_{I2}^{(0)} := \left(\frac{k_1 \cdot FT_{ko}^{(0)} \cdot \cos(\pi - \phi_3^{(0)})}{k_2 \cdot \cos(\nu^{(0)})} \right)$$

Залежність нормальної реакції кривошипа від його кута повороту



Визначення $M_{зв}$ - зведеного моменту сил корисного опору на кривошипі

Визначення моменту від сили, що діє в точці підвіски:

$$MF_{зр}^{(0)} := \frac{\overrightarrow{F_{ko}^{(0)} \cdot VKy^{(0)}}}{\omega l} \quad - \text{через швидкість точки підвіски штанг}$$

$$MR_{12n}^{(0)} := \left(\frac{k1 \cdot r_l \cdot F_{ko}^{(0)} \cdot \cos(\pi - \phi_3^{(0)}) \cdot \sin(\phi_1^{(0)} - \phi_2^{(0)})}{k2 \cdot \cos(\nu^{(0)})} \right) \quad - \text{дійсний}$$

$$MTR_{12n}^{(0)} := \left(\frac{k1 \cdot r_l \cdot FT_{ko}^{(0)} \cdot \cos(\pi - \phi_3^{(0)}) \cdot \sin(\phi_1^{(0)} - \phi_2^{(0)})}{k2 \cdot \cos(\nu^{(0)})} \right) \quad - \text{теоретичний}$$

Визначення необхідного зрівноважуючого моменту

$$LBal := k1 - \frac{k1 + k2}{2} \quad - \text{відстань до центру мас балансира} \quad LBal = 0.1$$

$$ra_{max} := 2.2 \quad - \text{максимальна довжина кривошипа}$$

$$ra_1 := \frac{ra_{max}}{2} \quad Rkp_{max} := 1.6 \quad - \text{максимально-можлива відстань розміщення противаг}$$

Визначаємо місце розміщення балансирних вантажів на кривошипі згідно методики Гусенова

$$S_{nl} = 3$$

$$M_{zriv} := S_{nl} \cdot \left(Pl_{sht} + \frac{G_p}{2} \right) \quad M_{zriv} = 1.383 \times 10^5 \quad - \text{необхідний зрівноважуючий момент}$$

$$M_{zvkr_{max}} := 2.1 \cdot \left(Rkp_{max} \cdot G_{pr} + ra_1 \cdot G_{kp} + LBal \cdot G_{bal} \cdot \frac{r_l}{k2} \right) \quad M_{zvkr_{min}} := 2.1 \cdot \left(ra_1 \cdot G_{kp} + LBal \cdot G_{bal} \cdot \frac{r_l}{k2} \right)$$

$$Rkr := \frac{Rkp_{max}}{M_{zvkr_{max}} - M_{zvkr_{min}}} \cdot (M_{zriv} - M_{zvkr_{min}}) \quad M_{zvkr_{min}} = 5.075 \times 10^4$$

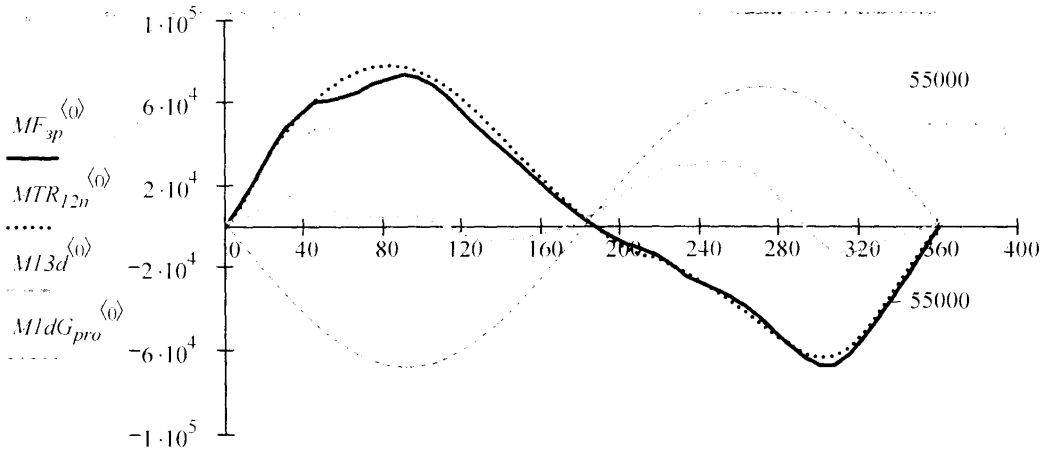
$$Rkr = 0.805 \quad - \text{необхідна відстань розміщення противаг}$$

$$\text{Відстань розміщення противаг (дійсна)} \quad Rkr_d := 0.85$$

$$M1dG_{pro}^{(0)} := \left[\left(G_{pr} \cdot Rkr_d + G_{kp} \cdot \frac{ra_{max}}{2} \right) \cdot \cos(\phi_1^{(0)}) \right] \quad - \text{момент, що створюють кривошипні противаги з врахув. ваги кривошипів}$$

$$M13d^{(0)} := \left(MF_{зр}^{(0)} + M1dG_{pro}^{(0)} \right) \quad - \text{сумарний момент на валу кривошипа}$$

Форма крутних моментів від сили, що діє в точці підвіски та сумарного з врахуванням противаг



$$F_l \frac{\langle \psi \rangle}{\pi} \cdot 180$$

$$\max(M13d \langle \psi \rangle) = 3.173 \times 10^4$$

$$\min(M13d \langle \psi \rangle) = -1.269 \times 10^4$$

$$\max(M1dG_{pro} \langle \psi \rangle) = 6.773 \times 10^4$$

$$\max(MTR_{12n} \langle \psi \rangle) = 7.815 \times 10^4$$

$$\min(MTR_{12n} \langle \psi \rangle) = -6.333 \times 10^4$$

Оптимізація розміщення противаг (розрахункова)

1. Врахування мінімального навантаження опор редуктора

Необхідний зрівноважуючий момент

$$M_{neob_{zriv}} := \frac{\max(MTR_{12n} \langle \psi \rangle) + \left| \min(MTR_{12n} \langle \psi \rangle) \right|}{2}$$

Максимально можливі моменти при розміщенні однієї пари вантажів на кривошипях:

$$G_{\Sigma} := 232 \cdot 9.81 \quad - \text{ конструктивна незрівноваженість балансира}$$

$$M_{max1} := \frac{G_{pr}}{2} \cdot Rkp_{max} + G_{kp} \frac{ra_{max}}{2} + G_{\Sigma} \frac{\max(VK)}{\omega l} \quad - \text{ максимальний момент, що створюється однією парю противаг}$$

Умова розміщення необхідної кількості противаг:

1. якщо $M_{max1} < M_{neob_{zriv}}$ - чотири противаги

$$M_{max1} = 6.845 \times 10^4$$

2. якщо $M_{max1} > M_{neob_{zriv}}$ - дві противаги

$$M_{neob_{zriv}} = 7.074 \times 10^4$$

При виконанні 1 умови - розміщуємо одну пару противаг на максимальній відстані:

$$Rkrop1 := Rkp_{max}$$

Необхідна відстань розміщення 2 пар противаг:

$$Rkrop2 := \frac{(Mneob_{ziv} - Mmax1)}{G_{pr}}$$

$Rkrop2 = 0.044$ - розрахункова

$Rkrop1 = 1.6$

$$h_{R1} := 0.21$$

$$\beta_{1pr} := \begin{cases} \text{atan}\left(\frac{h_{R1}}{Rkrop1}\right) & \text{if } Rkrop1 > 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

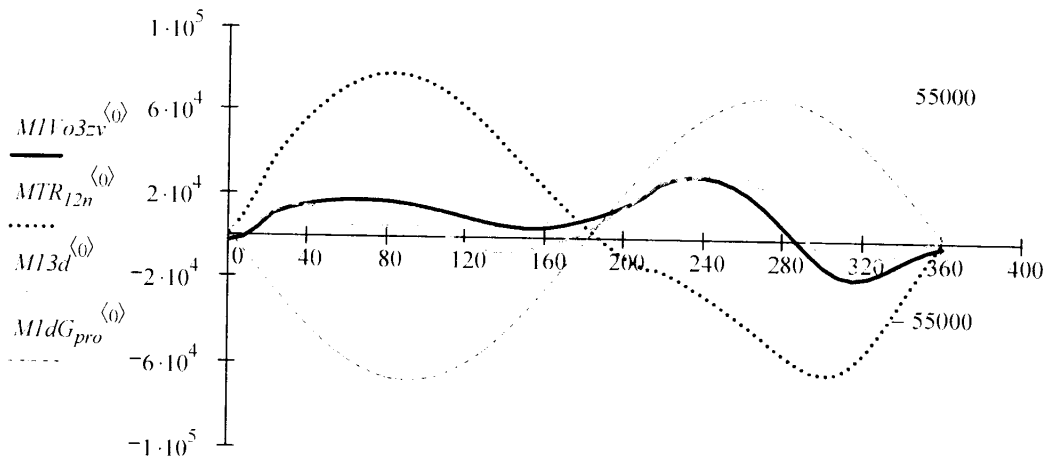
$$\beta_{2pr} := \begin{cases} \text{atan}\left(\frac{h_{R1}}{Rkrop2}\right) & \text{if } Rkrop2 > 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\beta_{1pr} \cdot \frac{180}{\pi} = 7.477$$

$$\beta_{2pr} \cdot \frac{180}{\pi} = 78.083$$

$$MIVoG_{pro} \langle \phi \rangle := \left[\left[\frac{G_{pr}}{2} \cdot (Rkrop1 \cdot \cos(\phi l \langle \phi \rangle + \beta_{1pr}) + Rkrop2 \cdot \cos(\phi l \langle \phi \rangle - \beta_{2pr})) + G_{kp} \cdot \frac{ra_{max}}{2} \cdot \cos(\phi l \langle \phi \rangle) \right] + G_{\Sigma} \cdot \frac{VK \langle \phi \rangle}{\omega l} \right]$$

$$MIVo3zv \langle \phi \rangle := (MTR_{12n} \langle \phi \rangle + MIVoG_{pro} \langle \phi \rangle)$$



$$MIG_{max} := \left[\left[\left(\frac{G_{pr}}{2} \cdot Rkrop_{max} \cdot \cos\left(80 \cdot \frac{\pi}{180} + \beta_{1pr}\right) + G_{kp} \cdot \frac{ra_{max}}{2} \cdot \cos\left(80 \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + G_{\Sigma} \cdot \frac{\max(VK)}{\omega l} \right] \right]$$

$$MIG_{max} = 9.228 \times 10^3$$

$$M1maxG_{pro} \langle \phi \rangle := \left[\left[\frac{G_{pr}}{2} \cdot (Rkrop_{max} \cdot \cos(\phi l \langle \phi \rangle + \beta_{1pr})) + G_{kp} \cdot \frac{ra_{max}}{2} \cdot \cos(\phi l \langle \phi \rangle) \right] + G_{\Sigma} \cdot \frac{VK \langle \phi \rangle}{\omega l} \right]$$

$$\max(M1maxG_{pro} \langle \phi \rangle) = 6.214 \times 10^4$$

$$M2G_{neobx} := Mneob_{ziv} - \max(M1maxG_{pro} \langle \phi \rangle)$$

$$Rkrop2 := \frac{2 \cdot M2G_{neobx}}{G_{pr}}$$

$Rkrop2 = 0.332$

Додаток Г

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Головний інженер
НГВУ "Долинанафтогаз"
В.А. Петриняк **Петриняк В.А.**

"28" 05 2004р.

ПЛАН

проведення робіт по перевірці зрівноважування
 верстата-гойдалки за методикою ІФНТУНГ на свердловині 276-Д


| № п/п | Назва робіт | Виконання робіт | |
|----------|---|--|--|
| | | Підрозділ | Виконавці |
| 1 | Розрахувати ваги противаг за розробленою методикою зрівноважування верстата-гойдалки (ВГ). | ІФНТУНГ | Харун В.Р. |
| 2 | Заміряти динамічний рівень рідини в свердловині. Зняти динамограму. | ЦВНГ-1 НДЛ | Дубей В.П. Дирів І.П. |
| 3 | Перевірити зрівноваження ВГ методикою НГВУ | ПРЦЕУ і ЕП ПРЦЕУ ЦВНГ-1 | Рудовський А. В. Зрайко А.Г. Дубей В.П. |
| 4 | Змонтувати тензодинамограф, підключити його в електро мережу 220В, зняти за його допомогою динамограму. | ІФНТУНГ НДЛ ПРЦЕУ і ЕП ЦВНГ-1 | Харун В.Р. Дирів І.П. Рудовський А. В. Дубей В.П. |
| 5 | Встановити противаги на відстань, розраховану згідно методики ІФНТУНГ | ІФНТУНГ ПРЦЕУ ЦВНГ-1 | Харун В.Р. Зрайко А.Г. Дубей В.П. |
| 6 | Перевірити правильність установки противаг за методикою НГВУ | ПРЦЕУ і ЕП | Рудовський А. В. |
| 7 | Перевірити стан зрівноваження ВГ через 30діб згідно методики ІФНТУНГ | ІФНТУНГ | Харун В.Р. |
| 8 | Перевірити зрівноваження ВГ згідно методики НГВУ | ПРЦЕУ і ЕП ПРЦЕУ ЦВНГ-1 | Рудовський А. В. Зрайко А.Г. Дубей В.П. |
| 9 | Скласти акт результатів впровадження методики зрівноваження верстата-гойдалки методом ІФНТУНГ | ІФНТУНГ | Харун В.Р. |

Виконавець

Начальник виробничого відділу
НГВУ "Долинанафтогаз"

Харун В.Р.
 _____ **Харун В.Р.**

Костур Б.М.
 _____ **Костур Б.М.**

ЗАТВЕРДЖУЮ:Головний інженер
НГВУ “Долинанافتогаз”п. Петриняк В.А. 
“23” 04 2004 р.**Акт**

проведених випробувань по перевірці зрівноважування верстата-качалки за дійсними навантаженнями точки підвісних штанг.

1 Комісія в складі: Голова комісії: Петриняк В.А - головний інженер
Костур Б.М. – начальник виробничого відділу
Рудовський А.В. – нач. ПРЦЕУ і ЕП
Дирів І.П. – нач. НДЛ
Харун В.Р. – н. с. НДІ ІФНТУНГ

2 Предмет дослідження

Свердловинна штангова глибинонасосна установка, яка складається з наземної частини – двоплечого верстата-качалки UP12T-3000-5500, глибинного обладнання – насоса НВ – 1Б – 44”Н” та треступінчатої колони штанг: в 1 ступіні використані 25 м штанги, 582 шт., в другій – 22мм, 111 шт., третій – 19 мм, 58 шт. Глибина підвіски насоса 1584 м, число качань балансира – $n = 65$ кач/хв., довжина ходу плунжера – $H=3$ м.

Система зрівноважування верстата-качалки – кривошипна, на кривошипях встановлено по 2 пари противаг загальною масою 5640кг.

3 Мета дослідження

Перевірка математичної моделі двоплечого верстата-качалки та методики зрівноважування верстата-гойдалки по діючих навантаженнях з визначенням стану обладнання свердловинної штангової насосної установки.

4 Результати дослідження

Дослідження зрівноваженості штангової глибинонасосної установки проводились на св. №276. При проведенні дослідження навантаження точки підвіски штанг

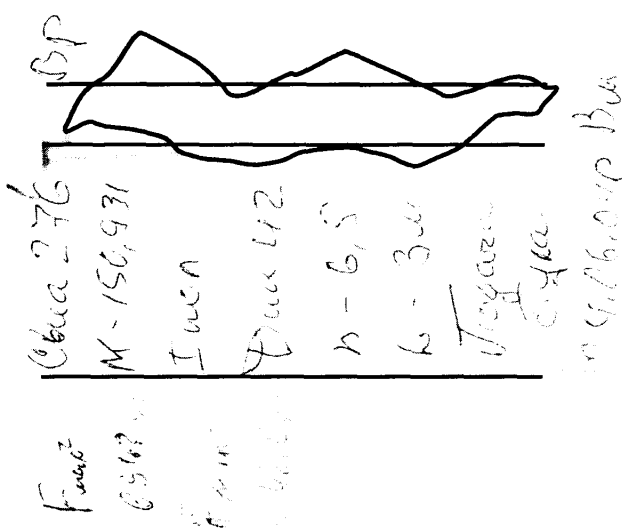
визначалось за допомогою динамометрування засобами НГДУ та тензодинамографом і вимірювальною системою за методикою НДІ ІФНТУНГ.

Обробка динамограми проводилась за допомогою комп'ютерної програми запропонованої науковим співробітником НДІ ІФНТУНГ Харуном В.Р.

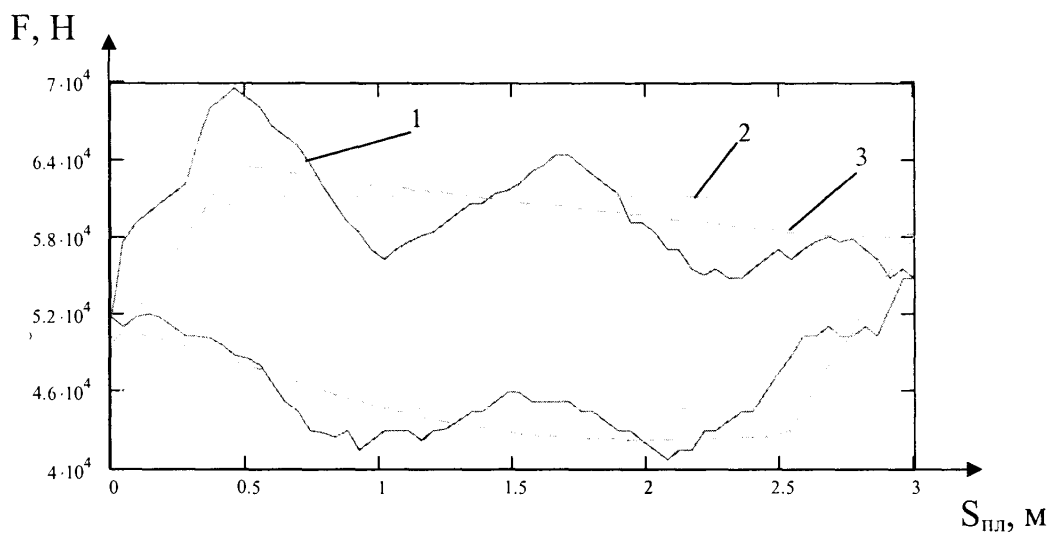
В результаті обробки на ПЕОМ даних вимірювань визначено наступні параметри насосної установки наведені в таблиці 1 та на рисунку 1.

Таблиця 1 – Порівняння експериментальних даних та теоретичних розрахунків

| Розрахункові параметри | | По динамограмі | Теоретично |
|--|----------------------|-------------------|------------|
| Максимальні статичні діючі навантаження, кН | $F_{ст}^{max}$ | 60,7 | 58,97 |
| | $F_{ст}^{min}$ | 45,17 | 43,44 |
| Вага рідини над плунжером, кН | G_p | 15,54 | 15,53 |
| Максимальні динамічні навантаження з врахуванням сил інерції, кН | F_{∂}^{max} | 65,14 | 63,7 |
| | F_{∂}^{min} | 43,67 | 42,23 |
| Втрата ходу плунжера, м | λ | 0,46 | 0,458 |
| Густина рідини, кг/м ³ | ρ_p | 657 | 657 |
| Динамічний рівень рідини, м | | - | 1048 |
| Вага колони штанг в повітрі, кН | $G_{шт}$ | - | 55,03 |
| Вага колони штанг в рідині, кН | $G'_{шт}$ | 48 | 48,02 |
| Максимальні значення струму ампер кліщів та крутний момент кривошипа | Хід вгору | 30А | 21,1кНм |
| | Хід вниз | 58А | 33,56 кНм |
| Стан зрівноваженості верстата-качали | | перезрівноважений | |
| Необхідна відстань розміщення | Двох противаг | 0,9 | 0,92 |
| Необхідна відстань розміщення при умові розміщення 1 на максим. відстані | Верхніх | - | 1,6 |
| | Нижніх | - | 0,27 |
| Максимальні значення струму та моменту після виконання зрівноважування | Хід вгору | 40А | 27 кНм |
| | Хід вниз | 40А | 27 кНм |



а)



б)

Рис.1 Обробка динамограми св.№276 від 04.06.04р.

а) – динамограма знята гідравлічним динамографом:

б) – обробка динамограми на ПЕОМ:

1 – дійсна динамограма побудована при обробці експериментальних даних;

2 – теоретична статична динамограма;

3 – теоретична динамічна динамограма

На основі отриманих даних комісія вважає необхідним відмітити, що:

1 При проведенні досліджень кривошипні противаги розміщувались на відстані 1 м від осі обертання кривошипа.

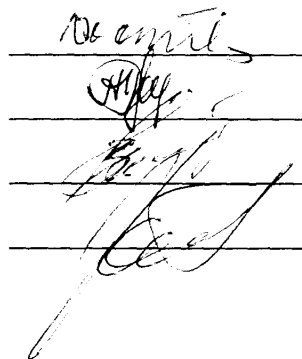
2. Розрахунки, проведені на ПЕОМ за допомогою програми НДІ ІФНТУНГ показали, що верстат-качалка – незрівноважений. Максимальні значення крутного моменту для ходу штанг вгору склали 21.1кНм, для ходу вниз – 33.56кНм.

3. Перевірка зрівноваженості методикою НГВУ з використанням вимірювального приладу – амперкліщів РК120.1 підтвердила незрівноваженість глибинонасосної установки, оскільки струм для ходу штанг вгору склав 30А, для ходу вниз – 58А.

4. Розміщення противаг на відстані 0.9м, розрахованій за методикою НДІ ІФНТУНГ привело до зменшення максимальних значень крутного моменту кривошипа до 27кНм тобто на 20%.

5. Проведено порівняння теоретичних розрахунків та даних отриманих при обробці динамограми, знятої гідравлічним динамографом показали, що відхилення при проведенні розрахунків сягає не більше 5%.

4 З метою підвищення ефективності роботи по зрівноважуванні верстата-качалки та діагностування стану глибинного насоса, комісія вважає доцільним прийняти до впровадження методик теоретичного розрахунку навантаження верстата-качалки та визначення місця розміщення противаг.



Костур Б.М.

Рудовський А.В.

Дирів І.П.

Харун В.Р.

Додаток Д

Метрологічний аналіз давачів інформаційно-вимірювальної системи

Вимірювальний ланцюг складається з таких складових:

1. Давача зусиль кільцевого типу в якому для вимірювання деформацій використовується тензорезистор КФ5П1-15-200 Б12. Технічні характеристики приводяться в таблиці Д1.
2. Нормуючого підсилювача напруги для тензомосту LP-04. Технічні характеристики приводяться в таблиці Д2.
3. Аналого-цифрового перетворювача PIC18FXX2-I. Технічні характеристики приводяться в таблиці Д3.

Кожен з складових вимірювальної системи об'єктивно вносить похибку у вимірювання контролюваного параметра (таблиця Д4).

Таблиця Д1 Технічні характеристики тензорезистора КФ5П1-15-200 Б12.

| | |
|---|-----------------------|
| Номинальний опір, Ом | 200 |
| Максимальна вимірювальна деформація, мкм/м | ±3000 |
| Чутливість | 2,1 ± 0,2 |
| Температурний діапазон роботи, С ⁰ | -70...+200 |
| Інтервал термокомпенсації, С ⁰ | -10...+120 |
| Максимальний струм живлення, мА | 30 |
| Товщина, мм | 0,08 |
| Маса тензорезистора з чутливим елементом, г | 0,1 |
| Виконання | Прямокутне |
| Номинальна база тензорезистора, мм | 15 |
| Номинальний електричний опір, Ом | 200 |
| Група якості (визначає часову повзучість при нормальній температурі), % | Б-0,5(3) |
| Температурний коефіцієнт лінійного розширення сталі, | 12 · 10 ⁻⁶ |

Таблиця Д2 Технічні характеристики тензомосту LP-04.

| | |
|--|------------------------------|
| Кількість каналів | 1 |
| Диференціальний коефіцієнт підсилення | 64 |
| Опорна напруга | $5\text{В} \pm 10\text{ мВ}$ |
| Ефективне значення шуму в полосі пропускання, приведене до входу | не гірше 10 мкВ |
| Температурна стабільність опорного напруження | не гірше 10 ppm/град |
| Напруга живлення | $\pm 12\text{ В}$ |
| Споживаний струм + живлення тензомосту, не більше | 2 мА |
| Роз'єми, вхідний та вихідний | РС-7 |

Таблиця Д3 Технічні характеристики аналого-цифрового перетворювача РС18FXX2-І.

| | |
|--|-----------|
| Розрядність, біт | 10 |
| Інтегральна похибка, LSb | $< \pm 1$ |
| Диференціальна похибка, LSb | $< \pm 1$ |
| Помилка зміщення, LSb | $< \pm 2$ |
| Помилка підсилення, LSb | $< \pm 1$ |
| Мінімальна опорна напруга ($V_{\text{REF}+}$ - $V_{\text{REF}-}$), В | 3 |
| Опір джерела сигналу, кОм | 10 |
| Споживаний струм АЦП, мкА | 180 |
| Споживаний струм від джерела опорної напруги, мкА | 10-1000 |
| Період тактового сигналу АЦП, мкс | 1,6-20 |
| Час виборки, мкс | 15 |

Таблиця Д4 Складові похибки вимірювальної системи

| | |
|--|----------------------|
| Давач зусилля | |
| Температурна похибка (наявна температурна компенсація) | < 0,1% |
| Способу і стабільності матеріалу кріплення - експеримент | 0,5% |
| Часова повзучість при нормальній температурі | 0,3% |
| Підсилювач тензосигналу | |
| Похибка стабільності опорної напруги | 0,1% |
| Похибка температурної стабільності підсилювача | 1% |
| Аналого-цифровий перетворювач | |
| Інтегральна похибка | ± 0,1% |
| Диференційна похибка | ± 0,1% |
| Похибка зміщення | ± 0,2% |
| Похибка підсилення | ± 0,1% |
| Повна системна похибка* | min 1.2% max 2.6% |

- Примітка: мінімальна похибка визначена при умові, що всі складові похибки – некорельовані:

$$\Delta_{min} = \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \dots + \Delta_n^2}$$

де $\Delta_1, \Delta_2 \dots \Delta_n$ - похибка конкретного параметру системи;

Максимальна похибка визначена за методом аналізу:

$$\Delta_{max} = \Delta_1 + \Delta_2 + \dots \Delta_n$$