


622.276.53.05  
X22 ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Харун Віктор Романович



УДК 622.276.53.05-886

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

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Івано-Франківськ – 2004

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук,  
професор **Малько Богдан Дмитрович**,  
Івано-Франківський національний технічний  
університет нафти і газу, завідувач кафедру  
механіки машин

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Заміховський Леонід Михайлович**  
Івано-Франківський національний технічний  
університет нафти і газу, завідувач кафедру  
комп'ютерних технологій в системах  
управління та автоматики



кандидаг технічних наук  
**Лігоцький Микола Володимирович**  
ВАТ "Укрнафта",  
начальник технічного управління

**Провідна установа:** ВАТ "Український нафтогазовий інститут",

Захист відбу  
спеціалізова  
національно  
76019, м.Іва

З дисертаціє  
Івано-Франк  
газу за адрес

Автореферат

Вчений секр  
спеціалізова

ні

о:

геці

фти і

В.



## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

ap772

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

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

Сучасна комп'ютерна техніка та впровадження її в усіх галузях нафтової промисловості дозволяє скоротити значні об'єми обчислень і перейти від спрощених моделей до математичних моделей верстатів-качалок, що враховують найповніше геометричні, кінематичні та експлуатаційні параметри 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 і задачі дослідження.**

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.

**Методи дослідження.** 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 “Долинанфтогаз” 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. Розроблено: вдосконалену математичну модель верстата-качалки для розрахунку на ПЕОМ яка дозволяє визначати швидкості та прискорення ланок виконавчого механізму, проводити розрахунок реакцій кінематичних пар та зведений до кривошипа момент сил опору з врахуванням сил та моментів сил інерції [1, 10]; схему навантажувального пристрою та інформаційно-вимірювальної системи при моделюванні роботи верстата-качалки на експериментальній установці [4, 9].

Запропоновано алгоритм визначення необхідної ваги противаг та місця їх розміщення на кривошипях, балансирі чи шатунах для кривошипної, балансірної, шатунної чи повзункової схем зрівноважування верстата-качалки і впроваджено в НГВУ “Долинанфтогаз” [2,3].

Проаналізовано: зміни технічного стану глибинного насоса, розроблено їх математичні моделі та визначено їх вплив на зростання навантаження верстата-качалки [5,8]; діапазон зміни характеристик рідини в свердловині [11].

Визначено характер зміни навантаження на кривошипі з врахуванням коливальних процесів в колоні штанг [6,7].

Робота по дослідженню впливу несправностей глибокого насосу на крутний момент кривошипа [5] 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-ій 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-ій науково-практичній конференції “Нафта і газ України 2002”, Київ, 2002р., 13-ій Міжнародній науково-технічній конференції “New methods and technologies in petroleum geology, drilling, and reservoir engineering”, Краків, 2002р., 8-ій Міжнародній науково-практичній конференції “Нафта і газ України - 2004”, Івано-Франківськ, 2004р.

**Публікації.** За матеріалами дисертації опубліковано 11 робіт, з яких 3 статі в фахових виданнях України, а 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.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступі** обґрунтовано актуальність пошуку шляхів покращення кінематичних, силових параметрів верстатів-качалок та удосконалення існуючих конструкцій виконавчого механізму. Визначені напрямки по яких ведуться роботи з метою покращення контролю та зменшення діючих навантажень приводу свердловинної штангової глибинонасосної установки. Сформульовані мета роботи, задачі та методи досліджень, наукова новизна, практичне значення отриманих результатів, а також, перелік місць апробації роботи.

**У першому розділі** проаналізовані існуючі конструкції верстатів-качалок, різноманітність їх типів, що випускаються країнами-виробниками всього світу. Так, наприклад, провідна американська компанія LUFKIN (США) широко рекламує приводи СШНУ 8 типів, розроблених з врахуванням конкретних умов експлуатації, причому стандартні двоплечі верстат-качалки налічують понад 70 модифікацій. Відмічено, що в Україні відсутні науково обґрунтовані методики вибору балансірних приводів з необхідними кінематичними характеристиками,

видобуток нафти якими є найбільш ефективний.

Вагомий внесок у розв'язання задач аналізу роботи, розвитку теоретичних основ розрахунку кінематичних та силових параметрів верстатів-качалок, розробки систем контролю за характеристиками приводу, виконавчого механізму та глибокого обладнання штангових глибинонасосних установок внесли відомі вчені: Вірновський А.С., Дж. Байрд, Молчанов Г.В., Круман Б.Б., Дреготеску Н.Д., Пірвердян Н.А., Алівердизаде К.С., Міщенко І.Т., Адонін А.Н., Малько Б.Д., Бслов І.Г., Заміховський Л.М., Копей Б.В., Рабінович А.М., Дюсебасв М., Гольдштейн Є.І., Гусейнов М.А., та ін.

Теоретичний розрахунок сили корисного опору, що визначає навантаження виконавчого механізму та елементів приводу, переважно використовується за спрощеними формулами, як вітчизняних так і зарубіжних дослідників: І.М.Муравйова, І.А.Чарного, К.Н.Мілса, Д.С.Слоннеджера, Д.О.Джонсона та ін. Велика кількість спрощених методик розрахунку пов'язана з складним впливом параметрів наземного та глибокого обладнання: кінематичних характеристик приводу; геометричних розмірів виконавчого механізму верстата-качалки; конструкції штангової колонни; діаметра плунжера глибинного насоса; геометрії свердловини; густини газорідинової суміші, що видобувається з свердловини, її рівнем в міжтрубному просторі та ін. Навантаження обладнання глибинонасосної установки змінюється в процесі експлуатації свердловини, що пов'язано з впливом зносу плунжера, наявності газу в циліндрі насоса, відкладення парафіну на штанги та насосно-компресорні труби.

Існуючі методики розрахунків не дозволяють дослідити як змінюється динамічна складова навантаження в процесі роботи верстата-качалки, визначити вплив на неї змінних параметрів глибокого обладнання.

За результатами аналізу експлуатації установок на нафтовидобувних підприємствах встановлено, що значна кількість СШНУ працюють з навантаженнями, значно нижчими за ті на які вони розраховані.

Основним критерієм, який свідчить про ефективність експлуатації глибинонасосної установки є її коефіцієнт корисної дії (ККД). При роботі верстата-качалки до 50% всієї втраченої потужності при видобутку нафти припадає на привід штангового насоса. Причиною цього є втрати в пасовій передачі, редукторі, використання двигунів завищеної потужності, низький експлуатаційний ККД, що залежить від амплітуди крутного моменту кривошипна й тісно пов'язаний з якістю виконання зрівноваження на практиці.

**Другий розділ** присвячений визначенню впливу геометричних параметрів виконавчого механізму на: швидкість та прискорення точки підвіски штанги;

крутний момент кривошипного вала; реакції кінематичних пар.

Для розробки математичної моделі двоплечого балансирного приводу використано метод векторного контуру, який дозволяє проводити розрахунок кінематичних параметрів на ПЕОМ.

Визначено, що швидкість та прискорення точки підвіски штанг може змінюватись в широких межах і залежить від співвідношення розмірів ланок верстата-качалки (рис.1).

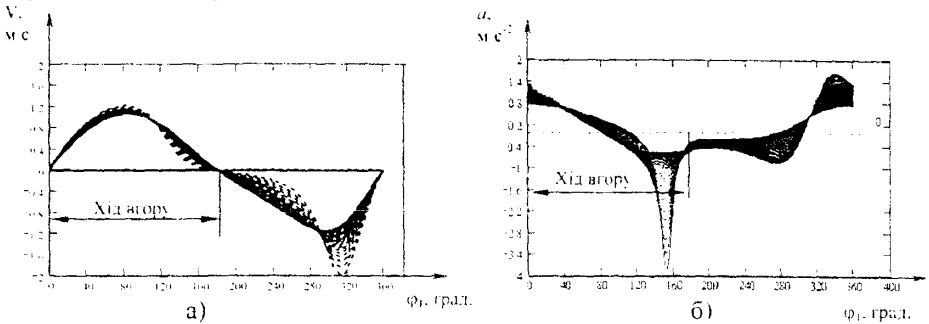


Рис. 1 Діапазон зміни кінематичних характеристик верстата-качалки:

а – швидкості; б – прискорення точки підвісу штанг

Досліджено зміну розмірів кривошипа та шатуна при синтезі виконавчого механізму з умови постійної довжини ходу плунжера для верстатів-качалок з додатнім, від'ємним та нульовим кутом дезаксіалу. Загальноприйнятим є твердження, що відношення довжини кривошипа до довжини шатуна та плечей балансира характеризує якість виконання схеми верстата-качалки. Проте однакові розміри цих ланок можна отримати як для аксіальної так і для дезаксіальних схем виконавчого механізму, при цьому кінематичні характеристики їх будуть різні. Додатковими геометричними параметрами, які дозволяють пояснити залежність швидкості та прискорення точки підвіски штанг від координати опори кривошипа, виступають кути дезаксіалу та тиску (рис.2).

Допустимий кут тиску дозволяє визначити граничні значення кута дезаксіалу при перевищенні яких погіршуються динамічні характеристики верстата-качалки, або відбувається розрив кінематичного ланцюга.

Співвідношення геометричних параметрів впливає на механічну характеристику - залежність крутного моменту кривошипа від його кута повороту. Визначено, що ця залежність є різною для аксіальних та дезаксіальних схем (рис.3). Вибір раціонального співвідношення між переднім та заднім плечами балансира дозволяє зменшити максимальні значення крутного моменту кривошипа. Це потрібно враховувати при розробці нових прототипів існуючих



верстатів-качалок та діагностичних систем, оснований на аналізі графіків крутного моменту та потужності привідного двигуна.

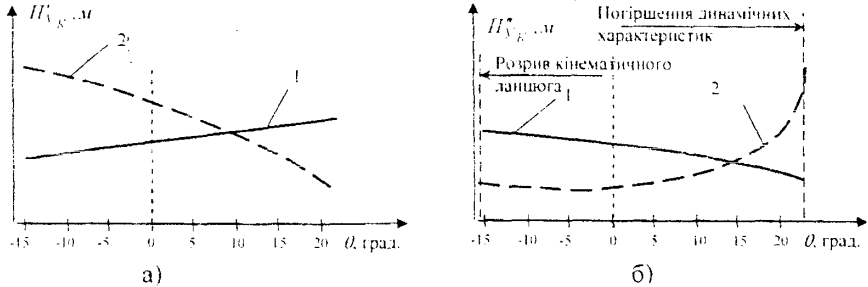


Рис. 2 Вплив кута дезаксіалу на:

а) – максимум аналога швидкості точки підвіски штанг; б) – максимум аналога прискорення точки підвіски штанг; 1 – рух вгору; 2 – рух вниз.

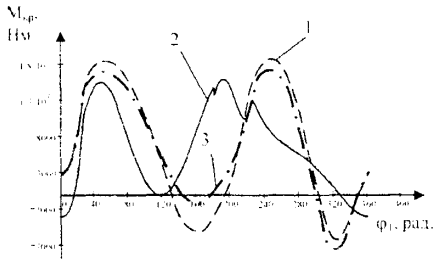


Рис.3 Графіки крутного моменту кривошипа зрівноваженого верстата-качалки:

- 1 – аксіальної схеми;
- 2 – схеми з додатнім дезаксіалом;
- 3 – схеми з від'ємним дезаксіалом.

У **третьому розділі** проаналізовано вплив характеристик наземного та глибинного обладнання на крутний момент кривошипа двоплечих верстатів-качалок.

Визначено залежність зміни навантаження точки підвіски штанг від: діаметрів штанг та плунжера; глибини підвіски насосу; кількості качань балансира; густини газоріднинної суміші; висоти динамічного рівня рідини в міжтрубному просторі свердловини та можливого технічного стану глибинного насоса.

Встановлено, що сила інерції сумарної маси колони штанг та рідини, що знаходиться над плунжером глибинного насоса, змінюється відповідно аналогу прискорення балансира та величини втрати ходу плунжера. Максимальна сила діє на початку ходу штанг вгору, в момент сприйняття колоною штанг всієї маси рідини. При цьому деформація колони штанг визначається з врахуванням динамічної складової навантаження:

$$\lambda_{\text{штанг}} = \frac{(F_{\text{max}}^{\text{дин}} - F_{\text{min}}^{\text{дин}}) \cdot L_{\text{штанг}}}{E \cdot A_{\text{штанг}}}$$

де  $F_{\max}^{дин}$ ,  $F_{\min}^{дин}$  - максимальне та мінімальне динамічне навантаження;  $L_{підв}$  - глибина підвіски насоса;  $E$  - модуль пружності;  $A_{шт}$  - площа перерізу колони штанг.

Для визначення зміни в динамічних навантаженнях, спричинених прискоренням маси колони штанг та рідини в НКТ, використано коефіцієнт динамічності, який дозволяє оцінити вплив параметрів наземного та глибинного обладнання на інерційну складову навантаження (рис.4).

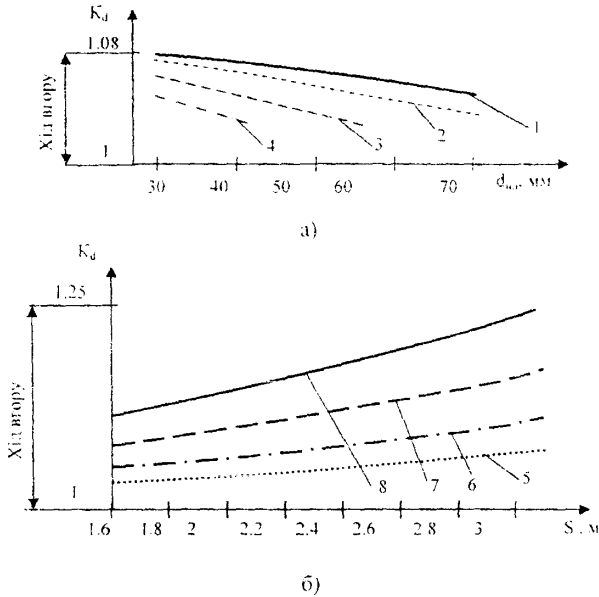


Рис. 4 Залежність коефіцієнту динамічності від параметрів СШНУ:

а) – діаметра плунжера глибинного насоса для глибини його підвіски:

1 – 700 м; 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.

Зростання деформації колони штанг приводить до зменшення максимального інерційного навантаження, тому коефіцієнт динамічності зменшується при збільшенні глибини підвіски насосу та його діаметра плунжера. Залежність коефіцієнта динамічності від ходу плунжера глибинного насосу є нелінійною, що пояснюється впливом геометричних параметрів. Ця нелінійність збільшується при зростанні числа качань балансира.

Розроблено методику розрахунку кривошипного, балансирного та комбінованого зрівноважування з врахуванням сил та моментів сил інерції мас ланок виконавчого механізму. При цьому додатково враховано розміщення центрів мас противаг. Встановлено, що сила інерції має як позитивний так і негативний вплив на крутний момент кривошипа. Позитивний вплив полягає в тому, що на початку руху кривошипа від його крайніх положень вона сприяє додатковому збільшенню зрівноважуючого моменту на 3% при 6 об./хв. кривошипа та на 16% при 15 об./хв. Негативний вплив – збільшення від'ємної частини крутного моменту кривошипа в кінці ходів вгору та вниз на 4% при 6 об./хв. та на 22% при 15 об./хв.

На основі аналізу можливого технічного стану глибинного насосу, розроблена математична модель, яка дозволила дослідити вплив незаповнення циліндра насоса рідиною, пропусків в нагнітальній і прийомній частинах насосу на зміну навантаження виконавчого механізму та крутний момент кривошипа. Встановлено, що наявність газу в циліндрі насоса приводить до зростання від'ємної частини крутного моменту при ході штанг вниз. При цьому максимальний момент збільшується на 2% при коефіцієнті наповнення насоса  $K_n = 0.9$ , на 30% при  $K_n = 0.7$  та досягає 42% при  $K_n = 0.5$ .

Розроблена методика розрахунку необхідного зрівноважуючого моменту при кривошипному, балансирному та комбінованому типах зрівноважування, яка дозволяє визначати раціональне значення маси противаг, враховуючи вплив їх сил інерції.

У **четвертому розділі** здійснюється аналіз існуючих методик виконання зрівноважування двоплечих верстатів-качалок при експлуатації свердловини і розроблені рекомендації по покращенню зрівноваження.

На практиці вага противаг та місце їх розміщення вибирається згідно інструкції по експлуатації верстата-качалки, яка надається підприємством-виробником. Як правило в даному документі приводяться спрощені формули та номограми, які не враховують всі параметри СШНУ. Тому запропонована методика визначення необхідної ваги противаг та місця їх розміщення.

Необхідний зрівноважуючий момент, визначається в залежності від типу зрівноважування: кривошипного, балансирного чи комбінованого та з врахуванням діючого навантаження на привід.

Значення крутного моменту від сили, що діє в точці підвіски штанг, розраховуються з врахуванням як кінематичних параметрів приводу, так і параметрів глибинного обладнання за формулами:

При русі точки підвіски штанг вгору:

$$M_{ш}^B = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{r \cdot k_l \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\kappa \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} \cdot \left\{ (g \pm a) \cdot [L_{нас} \cdot d_{ум}^2 \cdot \rho_{ум} \cdot b_{арх} + H_{дмт} \cdot d_{н1}^2 \cdot \rho_p] + d_{н1}^2 \cdot (p_c - \Delta p_{к1}'' - p_{св}) \right\}$$

При русі точки підвіски штанг вниз:

$$M_{ш}^H = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{r \cdot k_l \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\kappa \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} \cdot [L_{нас} \cdot \rho_{ум} \cdot (g \pm a) \cdot d_{ум}^2 \cdot b_{арх} - (d_{н1}^2 - d_{к1}^2) \cdot (p_{св} + p_c + \Delta p_{к1}'')] ]$$

де  $r$  – радіус кривошипа;  $k, k_l$  – довжина переднього та заднього плечей балансира;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – кути, що визначають положення кривошипа, шатуна та балансира;  $g$  – гравітаційне прискорення;  $a$  – прискорення точки підвіски штанг;  $L_{нас}$  – глибина підвіски насоса;  $d_{ум}, d_{н1}, d_{к1}$  – діаметри штанг, плунжера та отвору нагнітального клапану глибинного насоса;  $\rho_p, \rho_{ум}$  – густина рідини та матеріалу штанг;  $b_{арх}$  – коефіцієнт, що враховує зменшення ваги штанг занурених в рідину свердловини;  $H_{дмт}$  – динамічний рівень рідини в експлуатаційній колоні;  $p_c, p_{св}$  – лінійний тиск рідини на гирлі свердловини та тиск газу над рідиною в свердловині;  $\Delta p_{к1}', \Delta p_{к1}''$  – втрата тиску у впускному та нагнітальному клапанах.

Для вибору раціонального місця розміщення противаг використовуються наступні критерії:

- умова мінімуму амплітуди крутного моменту кривошипа;
- найменш можливі значення максимального зведеного моменту кривошипного валу та реакцій в його опорах;
- розташування противаг повинно забезпечити найбільший момент інерції кривошипного вала.

Від початку пуску свердловини в експлуатацію навантаження верстата-качалки постійно змінюється, тому при виході на робочий режим запропоновано методику зрівноваження СШНУ по діючим навантаженням в точці підвіски штанг. Вона полягає в поєднанні теоретичного та експериментального методів. Значення переміщення точки підвіски штанг, її швидкості та прискорення розраховуються аналітично, а значення сили, що діє в точці підвіски штанг – експериментально. За допомогою динамограми отримується масив значень сили корисного опору, що дозволяє розрахувати діючий на кривошипі крутний момент та оцінити стан зрівноваження. Дана методика пройшла перевірку в НГВУ

“Долинанафтогаз” і прийнята до впровадження в даному нафтовидобувному підприємстві. Результати використання даної методики показано на рис. 5.

Для контролю виконання процесу зрівноважування запропонована інформаційно-вимірювальна система на базі використання ПЕОМ, а для уникнення реверсу в редукторі верстата-качалки пристрій для компенсації від'ємної частини крутного моменту.

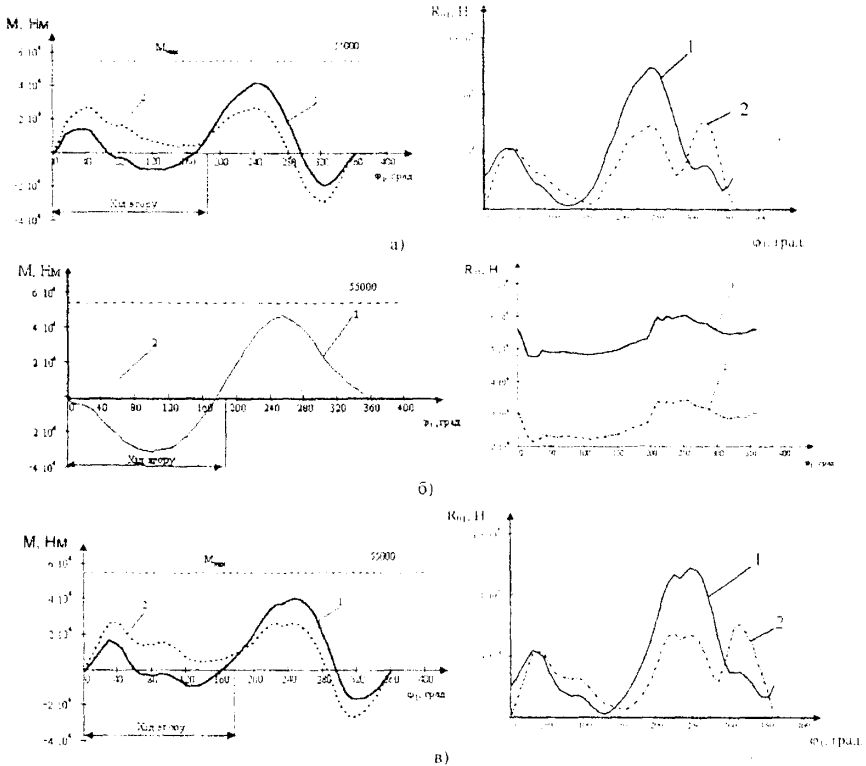


Рис. 5 Значення крутного моменту та реакції, що діють в опорах кривошипного вала для верстатів-качалок:

а) – св.№237; б) – св.№238; в) – св.№249;

1 – діючі значення; 2 – отримані при дозрівноважуванні.

П'ятий розділ присвячений розробці методики експериментального дослідження залежності кінематичних та силових параметрів приводу верстата-качалки від геометричних параметрів виконавчого механізму.

Для цього створена експериментальна установка, яка дозволяє моделювати навантаження точки підвіски штанг СШНУ (рис 6). Також розроблена

інформаційно-вимірювальна система, яка включає: первинні датчі, блок аналого-цифрових перетворювачів та персональну ПЕОМ для обробки результатів вимірювань.

Параметри елементів приводу забезпечують діапазон качань насоса експериментальної установки, що відповідає існуючим конструкціям верстатів-качалок. Розміри кривошипа, шатуна та балансира, а також розміщення опор балансира та шатуна можуть змінюватись. Завдяки цьому є можливість досліджувати схеми з від'ємним, додатнім та нульовим кутами дезаксіалу.

Запропонована методика моделювання роботи верстата-качалки (розрахунки необхідних параметрів основного та додаткового навантажуючих пристроїв) базується на використанні критеріїв подібності. Для цього використовується геометрична подібність теоретичних динамограм СШНУ та експериментальної установки:

$$\frac{H^{взм}}{H^{БК}} = \frac{F_{max}^{взм}}{F_{max}^{БК}} = \frac{F_{min}^{взм}}{F_{min}^{БК}} = k_n,$$

де  $H^{взм}, H^{БК}$  - максимальна довжина ходу плунжера експериментальної установки та верстата-качалки заданого типорозміру;  $F_{max}^{взм}, F_{min}^{взм}$  - максимальне та мінімальне навантаження експериментальної установки;  $F_{max}^{БК}, F_{min}^{БК}$  - максимальна та мінімальна сила, що діє на точку підвіски штанги верстата-качалки;  $k_n$  - коефіцієнт подібності.

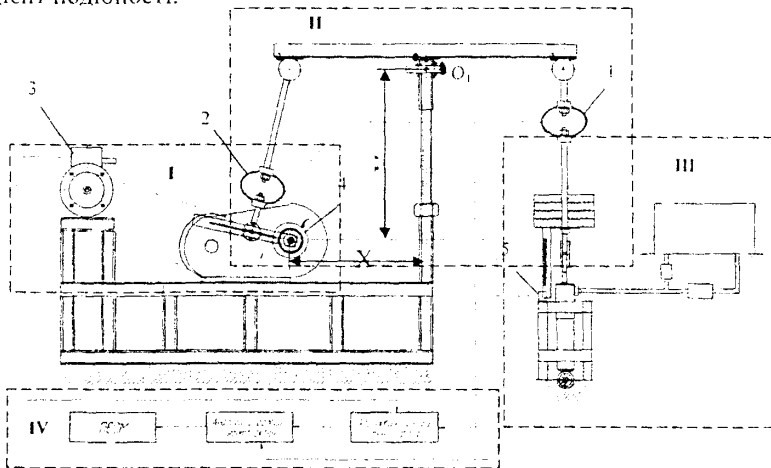


Рис. 6 Схема експериментальної установки

I – привід; II – виконавчий механізм змінної геометрії; III – навантажувальний пристрій; IV – інформаційно-вимірювальна система;

1, 2 – тензодатчі зусиль; 3 – датчач крутного моменту; 4 – датчач кутової швидкості; 5 – датчач лінійного переміщення.

На установці проведено визначення впливу геометричних характеристик на крутний момент кривошипа та порівняння теоретичних розрахунків, виконаних за допомогою математичної моделі з експериментальними даними.

Розроблена методика обробки результатів вимірювань, яка визначає вибір необхідних функцій інтерполяції, регресії та згладжування даних.

## **ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ**

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 газоріднинної 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 реакції, 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 розповсюдженій 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-вимірвальна 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 випробування 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 привідним двигуном.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

- 1 Малько Б.Д., Харун В.Р. Діагностика станків-гойдалок //Методи та прилади контролю якості: Наук.-техн. журнал. – Івано-Франківськ. – 1998. – Вип.2. – С.34-36.
- 2 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.
- 3 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.
- 4 Пат. 68786А України, МКІ<sup>1</sup> 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.
- 5 Харун В.Р. Вплив основних несправностей ШСН на крутний момент кривошипа // Тези наук.-техніч. конф. проф.-викл. складу ун-ту. І ч. – Івано-Франківськ. – 2000. – С.69-70.
- 6 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. – 2000. – Т.2. – 356с.
- 7 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.
- 8 Б.Д.Малько, В.Р.Харун, О.В.Прозур Нагрузки механизмов станков-качалок при неполном уравновешивании //13<sup>th</sup> International scientific-technical conference "New methods and technologies in petroleum geology, drilling, and reservoir engineering". – Cracow. – 2002. – Vol.2. – P.65-69.
- 9 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.
- 10 Малько Б.Д., Харун В.Р. Зрівноваження верстатів-гойдалок балансирними грузами. //Тези наук.-техніч. конф. проф.-викл. складу ун-ту. – Івано-Франківськ. – 1998. – С.41-42.

11 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.

### АНОТАЦІЯ

**Харун В.Р. "Обґрунтування раціональних параметрів виконавчих механізмів верстатів-качалок". – Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2004.

Дисертаційна робота присвячена раціональному вибору геометричних, кінематичних, масових та силових характеристик виконавчого механізму двоплечих верстатів-качалок. В роботі вирішуються задачі покращення роботи приводу свердловинної штангової глибинонасосної установки в умовах експлуатації свердловини при нестационарності навантаження, викликаного можливою зміною параметрів газорідинної суміші, що видобувається з свердловини.

Розроблено математичну модель СШНУ, яка дозволяє проводити синтез геометричних параметрів виконавчого механізму, розраховувати його кінематичні параметри та проводити оцінку зміни навантаженості вузлів верстата-качалки, моделюючи наявність газу в циліндрі глибинного насосу та витікання в його прийомній та нагнітальній частинах.

Вдосконалено методику розрахунку необхідної ваги противаг для кривошипного, балансирного та комбінованого типів зрівноважування.

Розроблено та виготовлено експериментальну установку та інформаційно-вимірвальну систему, оснащену необхідними давачами та аналого-цифровим пристроєм, яка дозволяє проводити моделювання навантаження виконавчого механізму та записувати результати експериментів безпосередньо на ПЕОМ.

**Ключові слова:** верстат-качалка, виконавчий механізм двоплечого верстата-качалки, зрівноважування, свердловинна штангова глибинонасосна установка, моделювання навантаження, параметри приводу.

## АННОТАЦИЯ

Харун В.Р. “Обоснование рациональных параметров исполнительных механизмов станков-качалок”. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 - машины нефтяной и газовой промышленности. – Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. – Ивано-Франковск, 2004.

Диссертационная работа посвящена улучшению геометрических, кинематических, массовых и силовых характеристик исполнительного механизма двуплечих станков-качалок. Для этого в работе проведен анализ геометрических размеров и массы звеньев существующих типов двуплечих станков-качалок как аксиальной, так и дезаксиальных схем, определены преимущества схемы с положительным углом дезаксиала и разработана методика выбора рациональных длин звеньев ее исполнительного механизма.

Составлена математическая модель скважинной штанговой глубинно-насосной установки, которая позволяет исследовать кинематические и динамические характеристики станка-качалки.

Выведены уравнения для расчета нагрузок исполнительного механизма, крутящего момента кривошипа и реакций кинематических пар исполнительного механизма с учетом: действительного закона движения головки балансира, возможного изменения ускорения и силы, которые действуют в точке подвески штанг за рабочий цикл. Изменение нагрузки вызывается колебанием плотности жидкости и ее уровня в скважине, устьевого и скважинного давлений, техническим состоянием глубинного насоса. Определено, что наличие газа в цилиндре насоса ведет к возрастанию крутящего момента кривошипа, возникающего при ходе штанг вниз. При этом значение момента увеличивается на 2% для коэффициента наполнения насоса  $K_{11} = 0.9$ , на 30% для  $K_{11} = 0.7$  и до 42% для  $K_{11} = 0.7$ . Этот фактор способствует росту потребляемой мощности приводным двигателем.

Для анализа режима работы станка-качалки использован коэффициент динамичности, который разрешает оценить влияние параметров наземного и глубинного оборудования на инерционную составляющую нагрузки.

В работе решены задачи улучшения работы привода скважинной штанговой насосной установки (СШНУ) в условиях эксплуатации. Приоритетным направлением для повышения ККД приводного двигателя и СШНУ в целом, определено направление более точного уравнивания станка-качалки и его контроля в условиях работы скважины. Для этого усовершенствована методика

расчета необходимого веса противовесов и места их установки для кривошипного, балансирного и комбинированного типов уравнивания, которая учитывает действительное размещение их центров масс. Также разработана информационно-измерительная система и программное обеспечение для контроля уравнишенности станка-качалки. Методика проверена и внедрена на предприятии НГДУ "Долинанафтогаз" ВАТ "Укрнафта".

Разработана и изготовлена экспериментальная установка, оснащенная первичными датчиками и аналого-цифровым устройством, которая позволяет проводить моделирование нагрузки исполнительного механизма станка-качалки и записывать результаты экспериментов непосредственно на ПЭВМ. Методика моделирования работы станка-качалки базируется на использовании геометрического подобия теоретических динамограмм СШНУ и экспериментальной установки. Размеры кривошипа, шатуна, балансира, а также размещение опор кривошипа и балансира могут изменяться, что дало возможность исследовать как аксиальные, так и дезаксиальные схемы исполнительного механизма и определить преимущества схемы с положительным углом дезаксиала.

При проведении эксперимента измеряются: действительная угловая скорость кривошипа; нагрузка, действующая на шатуне и в точке подвески нагружающего приспособления; движущий момент электродвигателя. Разработана методика обработки результатов измерений, которая определяет выбор необходимых функций интерполяции, регрессии и сглаживания данных.

***Ключевые слова:** станок-качалка, исполнительный механизм двуплечего станка-качалки, уравнивание, скважинная штанговая глубиннонасосная установка, моделирование нагрузки, параметры привода.*

## THE SUMMARY

**Kharun V.R. "The basis of parameters of the actuating mechanisms of pumping units".** - the Manuscript.

The dissertation for requiring the Candidate degree of Technical Sciences in speciality 05.05.12 – "machines of oil and gas Industry. - The Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. - Ivano-Frankivsk, 2004.

The improvement of geometric, kinematic, mass and force characteristics of the actuating mechanism of double-arm pumping units has been observed in the thesis. In this connection geometric sizes and links mass of modern types of double-arm pumping units of both axial and disaxial patterns have been analyzed, the advantages of the

patterns with the positive angle dexial has been defined, the method of the synthesis of its actuating mechanism has been worked out.

The mathematical model of the pumping unit which allows to calculate both speeds, acceleration of all the links of a pumping units and reaction in kinematic pairs, resistance force moment, links' mass moment, moments and inertia forces driven to the crank, has been worked out.

The equalizations for the calculation of rod hanger center load, crank torque moment and the reactions in its kinematic pairs with due regard for the active motion law of the horsehead, for the change of rod hanger center load per operating cycle, for the mass change of a rod string and fluid, its density and level in a well, for the wellhead and well pressure, plunger diameter and discharge valve have been made.

In the thesis the problems of improvement of the work of the borehole rod deep-well pumping units crank at the constant load exploitation which is resulted by the possible parameters' change of gas-fluid mixture which is extracted from a well, have been solved.

The experimental unit with primary sensors and analog-digital equipment which allows to carry out the modeling of the actuating mechanism load of a pumping unit and record the results of the experiments directly on a computer, is worked out and made, viz line speed of the plunger stem, angular speed of a crank, rod hanger center load, connecting rod force and motor driving moment.

*Keywords:* pumping unit, beam pump, beam pumping units, crank, mathematical model of the pumping unit, experimental unit.