

Івано-Франківський державний технічний
університет нафти і газу

На правах рукопису

ЛІВАК ІВАН ДМИТРОВИЧ

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИПОРШНЕВИХ БУРОВИХ НАСОСІВ
ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ КЛАПАННИХ ГРУП

Спеціальність: 05.15.07 - машини та агрегати нафтової
і газової промисловості

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Івано-Франківськ- 1996

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу (ІФДТУНГ) і в НДІважмаш Уралмашзавода

Науковий керівник:

кандидат технічних наук

Горонович Лев Миколайович

Науковий консультант:

кандидат технічних наук, доцент

Малько Богдан Дмитрович

Офіційні опоненти:

1. Доктор технічних наук, професор Вольченко Олександр Іванович
2. Кандидат технічних наук Мойсеєнко Валерій Михайлович

Провідна організація:

Надвірнянське управління бурових робіт АТ "Укрнафта"
(м. Надвірна, Івано-Франківської обл.)

Захист відбудеться " 6 " грудня 1996 р., о 10 год. на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д.09.02.01 в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу за адресою: 284018, Україна, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці університету (284018, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15)

Автореферат розісланий " 31 " жовтня 1996 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої Ради

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00739714 (V)

Шлапак Л.С.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність і ступінь дослідженості тематики дисертації.

Розвиток нафтової і газової промисловості поставило нові задачі по вдосконаленню машин та обладнання нафтових і газових промислів. В останні роки в практику буріння глибоких розвідувальних свердловин впроваджуються трипоршневі насоси односторонньої дії. Трипоршневі бурові насоси відносяться до числа швидкохідних високонапірних гідравлічних машин з частотою ходів поршня, що більше ніж в два рази перевищує частоту ходів рівних їм за потужністю двопоршневих насосів. З однієї сторони це дозволило значно зменшити масу і габарити насоса, з іншої - погіршило умови роботи клапанних груп - найбільш відповідальних вузлів гідравлічної частини.

Незважаючи на наявні теоретичні і експериментальні дослідження самодіючих клапанів, в даний час немає достатньої інформації про умови їх роботи, характеристики перехідних процесів, не достатньо вивчені фактори, що впливають на траєкторію руху, запізнювання посадки і відкриття. Також не вирішена проблема безударної посадки клапана. Тому дослідження роботи клапанів трипоршневих бурових насосів односторонньої дії представляє науковий і практичний інтерес.

Мета роботи полягає в комплексному дослідженні бурових трипоршневих насосів та вдосконаленні конструкцій клапанних груп.

Основні завдання наукового дослідження.

1. Проведення кінематичного та динамічного аналізу трипоршневих бурових насосів.
2. Складання і рішення рівняння руху клапана з врахуванням і з врахуванням пружності рідини, визначення характеру руху кла-

ЛНБ ім. В. Стефаника
АФМ України

пана, кутів запізнення відкриття і посадки.

3. Виконання експериментальних досліджень трипоршневих насосів і їх клапанних груп в лабораторних, стендових і промислових умовах.

4. Дослідження спільної роботи трипоршневого бурового насоса і компенсатора.

5. Розробка вдосконаленої конструкції клапана з демпферною камерою.

Теоретична і практична цінність. Отримано формули для знаходження максимальної висоти підйому, висоти зависання клапана і кута зсуву максимальної висоти відносно середини ходу поршня. Розроблено методики для визначення гідравлічних характеристик клапана - гідродинамічної сили, коефіцієнта витрати, зведеного коефіцієнта стискання рідини та зведеної до клапана маси рідини. Практична цінність полягає в розробці ефективних конструкцій клапанів з демпферною камерою для безударної посадки. Створена установка для комплексних досліджень клапанів. Проведено різнопланові експериментальні дослідження, результати яких можуть широко використовуватись при проектуванні і розрахунку трипоршневих бурових насосів і їх клапанних груп.

Наукова новизна. На основі аналізу технічних характеристик сучасних бурових трипоршневих насосів показано, що збільшення частоти ходів поршня дозволяє зменшити масу насоса і енергоспоживання. Записані і розв'язані рівняння руху кривошипного вала для двопоршневого і трипоршневого насосів з врахуванням зведеної маси рідини. Коефіцієнт нерівномірності руху трипоршневих насосів не перевищує $\delta < 0,04$, що дозволяє в розрахунках приймати кутову швидкість його кривошипного вала постійною. Записані і розв'язані рівняння руху клапана без врахування та з врахуванням пружності

рідини. Виведено формули для визначення максимальної висоти підйому клапана, висоти зависання, кутів запізнення підйому і посадки з врахуванням змінної швидкості рідини в щілині. Виявлено, що пружність рідини впливає на початкову стадію руху клапана і кут запізнення підйому. Зведений коефіцієнт стискання для бурового розчину значно більший ніж для води, що необхідно враховувати при розрахунках клапанів. Встановлено, що нестатичні сили, які діють на клапан, співрозмірні з величиною статичних сил - ваги рухомих частин клапана і сили від тиску пружини. Визначені умови безударної посадки клапана в демпферну камеру.

Рівень реалізації і впровадження наукових розробок. Клапан з демпферною камерою впроваджений на підприємстві закритого типу (п/с Р-6449). Результати теоретичних і експериментальних досліджень використовувались в НДІважмаші Уралмашзавода при модернізації клапанних вузлів трипоршневих бурових насосів. Установка для комплексних досліджень клапанів використовується в учбовому процесі університету для проведення лабораторних робіт з студентами.

Апробація та публікації результатів наукових досліджень. Найбільш суттєві результати доповідались і обговорювались на Всесоюзній науково-технічній конференції на Уралмашзаводі "Вопросы проектирования, эксплуатации бурового оборудования и повышения его надежности" (Свердловськ, 1981); на Всесоюзному семінарі "Новые достижения в гидравлике промысловых растворов и тампонажных систем" (Москва, 1982); на третій Всесоюзній конференції по динаміці міцності і надійності нафтопромислового обладнання (Баку 1983); на науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського державного технічного університету; (Івано-Франківськ, 1996); на наукових семінарах кафедри нафтового обладнання Івано-Франківського державного технічного університету.

нафти і газу (Івано-Франківськ, 1986 - 1996 рр.). За результатами досліджень, які викладені в дисертації, опубліковано 15 робіт, з них 4 авторських свідоцтва.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків, бібліографічного списку літератури з 91 найменування та додатків. Викладена на 224 сторінках машинописного тексту, включаючи 65 рисунків, 11 таблиць.

Особистий внесок дисертанта у розробку наукових результатів. Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Зокрема проведено статистичний аналіз конструктивно-кінематичних параметрів трипоршневих насосів методом найменших квадратів і отримано апроксимуючі вирази для опису залежностей між ними [1]. Отримано залежність кутової швидкості кривошипа від його кута повороту [3]. Складені диференціальні рівняння руху клапана без врахування і з врахуванням пружності рідини і отримано формули для визначення максимальної висоти підйому, висоти зависання клапана і зсуву максимальної висоти відносно середини ходу поршня [2,10-13,15]. Проведено дослідження перехідних процесів в циліндрі [5]. Розроблена принципова схема та виготовлена установка для дослідження клапанів [14]. Проведені експерименти в лабораторних та промислових умовах і оброблені їх результати [4,13]. Створені нові конструкції клапанів [6-9]. Достовірність отриманих результатів забезпечується використанням випробованих методик досліджень, з дотриманням стандартів, надійністю отриманих результатів і їх несуперечливістю відомим даним.

Характеристика методології, методів досліджень і об'єктів. Комплекс методів досліджень включав теоретичні дослідження, аналіз отриманих результатів та експериментальні дослідження.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність роботи.

В першому розділі дається коротка історична довідка розвитку конструкцій бурових насосів. Впровадження гідромоніторного буріння в кінці 40-х років дало поштовх зростанню потужності бурових насосів до 1000 кВт. До недавнього часу світова практика виробництва і експлуатації бурових насосів орієнтувалася на насоси горизонтальні двопоршневі двосторонньої дії. Насоси такого типу досягли потужності 1300 кВт. Проте висока питома металомісткість і порівняно великі габарити цих насосів стали негативно позначатися на техніко-експлуатаційних показниках бурових робіт. В зв'язку з цим виникли вимоги зменшення ваги насосів для скорочення вартості перевезень, монтажу, демонтажу і експлуатації.

В 50-х роках робилися спроби створення трипоршневих насосів двосторонньої дії, здатних генерувати приблизно в два рази менші амплітуди коливання подачі і тиску, ніж двопоршневі насоси.

В 1967 році появляється перша інформація техніко-економічного характеру, яка підбиває підсумки промислових випробувань трипоршневого насоса односторонньої дії PZ-9, а в 1967 - 1970 роках починається інтенсивне впровадження трипоршневих насосів в практику буріння США, ФРН, Японії, СРСР на установках як наземного так і морського виконання.

Великий вклад в теорію і практику насособудування внесли праці Бабаєва С.Г., Верзіліна О.І., Данієляна А.А., Есьмана І.Г., Ібатулова К.А., Ільського О.Л., Іткіса М.Я., Карапетяна Г.В., Касьянова В.М., Коломацького В.Н., Концура І.Ф., Куколевського І.І., Літвінова В.М., Мкртичана Я.С., Ніколіча А.С., Рошупкіна В.І., Чарного І.А. і багатьох інших.

Дуже суттєвими являються публікації співробітників НДІважма-

шу Уралмашзавода, ВНДІнафтомашу, заводів "Баррикады", "Красный молот" та інших підприємств, забезпечуючих промисловість сучасними потужними установками.

На Україні передбачається розробка і виробництво бурової техніки, в тому числі і бурових поршневих насосів на власних машинобудівних підприємствах.

Успішне створення і впровадження бурових трипоршневих насосів у вітчизняну нафтову і газову промисловість у великій мірі залежить від вирішення проблем, пов'язаних з розробкою, дослідженням і підвищенням довговічності клапанної групи - найважливішої ланки гідравлічної частини насоса.

На всіх етапах розробки і створення бурових насосів паралельно велись експериментальні і теоретичні роботи по дослідженню клапанів. Клапани поршневих насосів служать для одностороннього пропуску рідини шляхом поперемінного роз'єднування порожнини циліндра з вхідним і вихідним колекторами.

В бурових насосах використовують так звані самодіючі тарільчаті клапани з пружинним навантаженням. Незважаючи на чисельність конструктивного виконання, теорія руху самодіючого клапана по суті своїй залишається прийнятною для більшості існуючих конструкцій. Тут важливим являється експериментальне визначення тих чи інших коефіцієнтів, враховуючих особливості кожної конкретної конструкції.

Достатньо повний огляд і критичний аналіз першоджерел по термі руху клапана, статичним і динамічним дослідженням, присвячених, головним чином, пошуку критеріїв безударної посадки, можна зустріти в роботах В.І. Зайцева, Є.В. Віноградова, В.А. Кресіна, С.М. Нехая, В.М. Сінцького та інших дослідників. Приведені в цих роботах результати часто відрізняються між собою і дають різні

числові значення. Робіт по експериментальному дослідженню клапанів трипоршневих насосів односторонньої дії і рекомендацій по покращенню їх характеристик в технічній літературі недостатньо.

У відповідності до проведеного аналізу в першому розділі обґрунтована мета роботи і постановка задач досліджень.

В другому розділі здійснено дослідження енергетичних і кінематичних параметрів бурових трипоршневих насосів. Для цього виконано аналіз технічних характеристик трипоршневих насосів ведучих фірм світу. Показана тенденція до збільшення частоти обертів кривошипа, що призводить до зменшення маси і споживання енергії (рис. 1). Втім, збільшення частоти обертів кривошипа і ходів поршня впливає на динаміку насоса і ускладнює роботу клапанів.

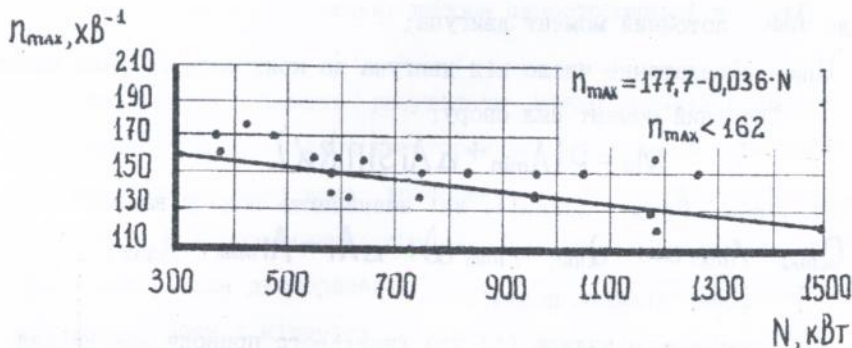


Рис. 1. Графік залежності максимальної частоти ходів поршня від потужності насоса

Для дослідження динаміки бурового насоса записано рівняння руху кривошипа

$$J \cdot \frac{\omega^2}{2} - J_a \cdot \frac{\omega_a^2}{2} = \int_{\alpha_0}^{\alpha} (M_a - M_0) d\alpha. \quad (1)$$

Тут

$$J = J_{np} + J_p,$$

$J_{пр}, J_p$ - зведені до валу моменти інерції приводу і маси рідини у вихідній лінії;

M_d, M_o - зведені моменти двигуна і сил опору;

ω, ε - поточні значення кутової швидкості і прискорення вала.

ω_o - початкове значення кутової швидкості вала.

Зведений момент інерції приводу являється постійною величиною.

Зведена маса рідини визначається залежністю

$$J_p = \frac{m_p}{3f^2} (A_{min} + \Delta A_i \sin k\alpha)^2; k=2,3.$$

де f - площа внутрішнього поперечного перерізу вихідної лінії.

Зведений момент двигуна рівний

$$M_d = M_{di} \cdot U_{пр},$$

де M_{di} - поточний момент двигуна;

$U_{пр}$ - передаточне число від двигуна до кривошипного вала насоса.

Зведений момент сил опору:

$$M_o = P(A_{min} + \Delta A_i \sin k\alpha).$$

Тут A_{min}, A_{max} - функції, які визначають подачу насоса

$$Q_{max} = A_{max} \cdot \omega; Q_{min} = A_{min} \cdot \omega; \Delta A_i = A_{imax} - A_{imin},$$

i - номер ділянки подачі.

Розв'язок рівняння (1) для дизельного приводу має вигляд

$$\omega = \sqrt{\frac{J_o \omega_o^2}{J} + \frac{2}{J} \left[(M_d - P \cdot A_{min})(\alpha - \alpha_o) + \frac{P \Delta A_i}{k} (\cos k\alpha - \cos k\alpha_o) \right]} \quad (2)$$

Рівняння (2) показує залежність кутової швидкості кривошипа ω від його кута повороту α .

Як бачимо, на нерівномірність руху кривошипного вала насоса, крім тиску, суттєво впливає маса рідини. Загальноприйнято оцінювати коливання швидкості коефіцієнтом нерівномірності руху δ .

За результатами розрахунків побудовані графіки зміни δ від довжини вихідної лінії l_p (рис. 2).

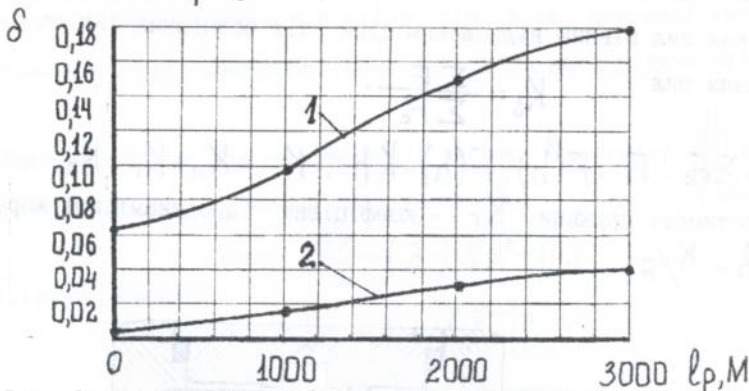


Рис. 2. Залежність коефіцієнта нерівномірності руху кривошипного вала насоса від довжини вихідної лінії:
 1 - двопоршневі насоси двосторонньої дії;
 2 - трипоршневі насоси односторонньої дії

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що двопоршневі бурові насоси двосторонньої дії значно перевищують по нерівномірності руху вала трипоршневі насоси односторонньої дії.

Отже, при розрахунку трипоршневих насосів можна приймати $\omega = \text{const}$. Для двопоршневих насосів такі припущення можуть дати суттєву похибку в кінцевих результатах.

В третьому розділі виконані теоретичні дослідження руху клапанів. Розрахункова схема клапана і насоса показана на рис. 3.

З умови нерозривності потоку без врахування пружності рідини отримано рівняння руху клапана

$$\pm \frac{dh}{d\alpha} + K_1 h \sqrt{1+Bh} = K_2 (\sin\alpha \pm \lambda \sin\alpha \cos\alpha), \quad (3)$$

$$K_1 = \frac{16 \sin\beta \mu}{D_k \omega} \sqrt{\frac{K_B F_c}{(D_k^2 + D_0^2) g T}}; \quad K_2 = \frac{D_n^2 \tau}{D_k^2}; \quad \lambda = \frac{\tau}{\ell};$$

F_c - навантаження, що складається з ваги рухомих частин клапана і сили початкового підтиску пружини; K_b - коефіцієнт впливу нестатичних сил рівний відношенню суми всіх зовнішніх сил до суми статичних сил

$$K_b = \frac{\sum F}{\sum F_c}$$

Тут $\sum F_c = F_c + F(h)$; $F(h) = Kh$; $K = K_n + K_r$; K_n - коефіцієнт жорсткості пружини; K_r - коефіцієнт гідродинамічної жорсткості;

$$b = K/F_c$$

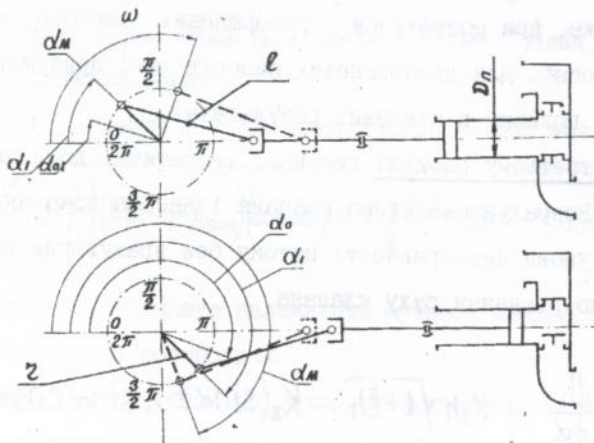
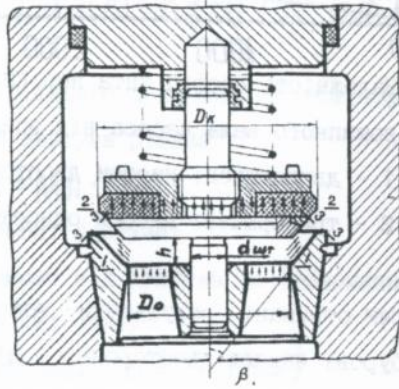


Рис. 3. Розрахункова схема клапана

Рівняння (3) - диференціальне, нелінійне, з нероздільними змінними. Його рішення отримано за допомогою ЕОМ. При $K_B=1$ тарілка безінерційна, рухається в рідині під дією перепаду тиску без зовнішнього опору, динамічні сили і зведена маса рідини рівні ну-

лю. Використовуючи для максимальної висоти h_m умову $\frac{dh}{d\alpha} = 0$, знайдено кути α_m , які відповідають h_m вхідного клапана

$$\alpha_m = \frac{3\pi}{2} - (\lambda + \sqrt{\lambda^2 + H}) \quad (4)$$

і вихідного клапана

$$\alpha_m = \frac{\pi}{2} + \lambda + \sqrt{\lambda^2 + H}, \quad (5)$$

де

$$H = 2\left(1 - \frac{K_1}{K_2} h_m \sqrt{1 + \beta h_m}\right).$$

Отже, із збільшенням h_m збільшується зміщення положення максимальної висоти клапана від середини ходу поршня.

Отримано формули для визначення максимальної висоти

$$h_m = \frac{1}{3\beta} \left\{ 2 \cos \left[\frac{\arccos \left(\frac{13,5\beta^2 K_3^2 - 1}{3} \right)}{3} \right] - 1 \right\} \quad \text{при } \beta K_3 \leq \frac{2}{3\sqrt{3}} \quad (6)$$

$$h_m = \frac{1}{3\beta} \left\{ \left[(n_m + \sqrt{n_m^2 - 1})^{1/3} + (n_m - \sqrt{n_m^2 - 1})^{1/3} \right] - 1 \right\} \quad \text{при } \beta K_3 \geq \frac{2}{3\sqrt{3}}$$

і висоти зависання клапана

$$h_o = \frac{1}{3\beta} \left\{ 2 \cos \left[\frac{\arccos \left[\frac{13,5\beta^2 K_3^2 \alpha_{01}^2 (1-\lambda)^2 - 1}{3} \right]}{3} \right] - 1 \right\} \quad \text{при } \beta K_3 \alpha_{01} (1-\lambda) \leq \frac{2}{3\sqrt{3}} \quad (7)$$

$$h_o = \frac{1}{3\beta} \left\{ \left[(n_o + \sqrt{n_o^2 - 1})^{1/3} + (n_o - \sqrt{n_o^2 - 1})^{1/3} \right] - 1 \right\}; \quad n_o \geq 1 \quad \text{при } \beta K_3 \alpha_{01} (1-\lambda) \geq \frac{2}{3\sqrt{3}}$$

У формулах (6), (7) $n_m = 13,5\beta^2 K_3^2 - 1$; $n_o = 13,5\beta^2 K_3^2 \alpha_{01}^2 (1-\lambda)^2 - 1$; $K_3 = K_2/K_1$.

Для дослідження руху клапана необхідно враховувати дію потоку рідини. Ця дія проявляється гідродинамічною силою F_r , значення:

якої дорівнює

$$F_r = \frac{Q^2 g}{4r h} \left(\frac{4h}{D_0^2 - d_{шт}^2} - \frac{D_k + D_0}{2D_k D_0} \operatorname{ctg} \beta \right). \quad (8)$$

З метою визначення загального закону руху клапана виконана лінеаризація рівняння (3) шляхом лінійної апроксимації функції

$$f(h) = h \sqrt{1 + Bh}.$$

Отримане лінійне рівняння

$$\frac{dh}{d\alpha} + K_1 Bh = K_2 (\sin \alpha \pm \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \quad (9)$$

має розв'язок

$$h = \frac{K_2}{a_1^2 + 1} A_1 \sin(\alpha - \alpha_0) \pm \frac{K_2 \lambda}{2(4 + a_1^2)} A_2 \sin 2(\alpha - \alpha_0). \quad (10)$$

Для дослідження впливу пружності рідини на закон руху клапана записані рівняння для пружної моделі

$$Q_n - Q_v - Q_1 - Q_2 = K_c \cdot \dot{P}_1;$$

$$m_1 \ddot{h}_1 = (P_1 - P_2) f_{кл} - K_n h_1 - K_v \dot{h}_1 - F_0. \quad (11)$$

Тут Q_n - подача насоса; Q_v - подача рідини, яка визначається ходом клапана; Q_1 , Q_2 - витрати рідини відповідно вихідного і вхідного клапана; K_c - коефіцієнт стискання рідини; P_1 - тиск в циліндрі; m_1 - маса клапана і зведена маса рідини; $f_{кл}$ - площа клапана; K_n - жорсткість пружини клапана; K_v - коефіцієнт опору рухові клапана в рідині; F_0 - сила попереднього підтиску пружини.

Систему (11) зводимо до одного рівняння

$$a_0 \ddot{\ddot{h}} + a_1 \ddot{\ddot{h}} + a_2 \dot{\ddot{h}} + a_3 \ddot{h} = f(t). \quad (12)$$

Це лінійне диференціальне рівняння третього порядку. Для визначення ступені впливу характеристик рідини на рух клапана виконано аналіз характеристичного рівняння

$$a_{00} P^3 + a_{10} P^2 + a_{20} P + a_{30} = 0. \quad (13)$$

Тут $a_{00} = 1$; $a_{10} = a_1/a_0$; $a_{20} = a_2/a_0$; $a_{30} = a_3/a_0$.

Знайдено область існування дійсного кореня P_1 , а також області значень коефіцієнтів a_{10}, a_{20}, a_{30} . Показано, що коефіцієнти a_{20}, a_{30} на декілька порядків більші від a_{00}, a_{10} . Встановлено, що стискання рідини суттєво впливає на початковий стан руху клапана.

Загальний розв'язок рівняння (12) має вигляд

$$h = c_1 e^{-P_1 t} + c_2 e^{-z t} \sin \omega t + c_3 e^{-z t} \cos \omega t + A_1 \cos \omega t + B_1 \sin \omega t + A_2 \cos 2 \omega t + B_2 \sin 2 \omega t. \quad (14)$$

Для гальмування клапана при посадці на сідло і усунення ударів запропоновані схеми клапанів з демпферною камерою А, (рис. 4), захищені авторськими свідоцтвами NN 541044, 687253, 709832, 709833.

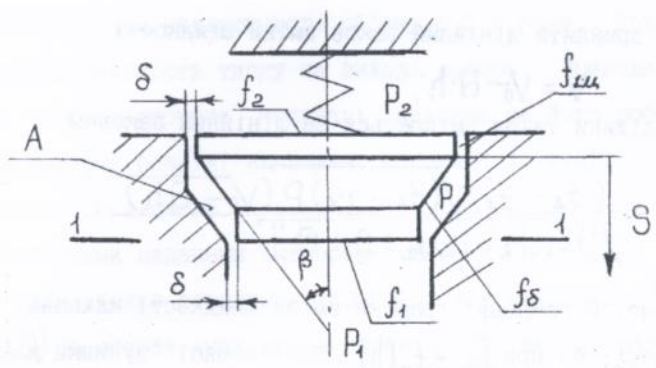


Рис. 4. Клапан насоса з демпферною камерою

Користуючись умовою нерозривності потоку і рівнянням сил, які діють на клапан, отримано загальне рівняння його руху при посадці

$$m \frac{dV}{dt} = -aV^2(f_2 - f_1) + (P_2 - P_1)f_1 + G + F_n,$$

або

$$\frac{dV}{dt} = -a_1 V^2 + B. \quad (15)$$

Розв'язок цього рівняння має вигляд

$$V = \frac{A e^{\alpha t} + 1}{A e^{\alpha t} - 1} \beta; \quad A = \frac{V_0 + \beta}{V_0 - \beta}, \quad (16)$$

де V_0 - швидкість клапана на вході в демпферну камеру; β - коефіцієнт, який враховує конструктивні розміри клапана і сили, що діють на нього.

Зупинка клапана можлива, якщо прискорення (15) має від'ємне значення, тобто

$$b - a_1 V^2 < 0.$$

Звідси знаходимо значення площі щілини

$$f_{us} \leq \frac{(f_2 - f_1) \sqrt{(f_2 - f_1) P \cdot V}}{\mu \sqrt{2} [(P_2 - P_1) f_1 + G + F_n]}. \quad (17)$$

Якщо прийняти лінійний закон зміни швидкості

$$V = V_0 - \Theta \cdot h,$$

то площа щілини також змінюється за лінійним законом

$$f_{us}(h) = \frac{(f_2 - f_1) \sqrt{(f_2 - f_1) P (V_0 - \Theta h)}}{\mu \sqrt{2} [(P_2 - P_1) f_1 + G + F_n]}. \quad (18)$$

На рис. 5 показані графіки зміни швидкості клапана: а) при $f_{us} = \text{const}$; б) при $f_{us} = f_{us}(h)$. Для повної зупинки клапана необхідно повністю закрити дросельну щілину.

В четвертому розділі обґрунтована необхідність застосування пневмокомпенсатора у вихідній лінії трипоршневого насоса. Як показують дослідження, нерівномірність подачі, викликана кінематичною схемою трипоршневих насосів, за рахунок відставання при посадці і підйомі клапанів, додатково зростає. Це поглиблюється зворотними перетоками рідини з вихідної лінії в циліндр та з циліндра у вхідну лінію. При цьому зменшується коефіцієнт подачі насоса

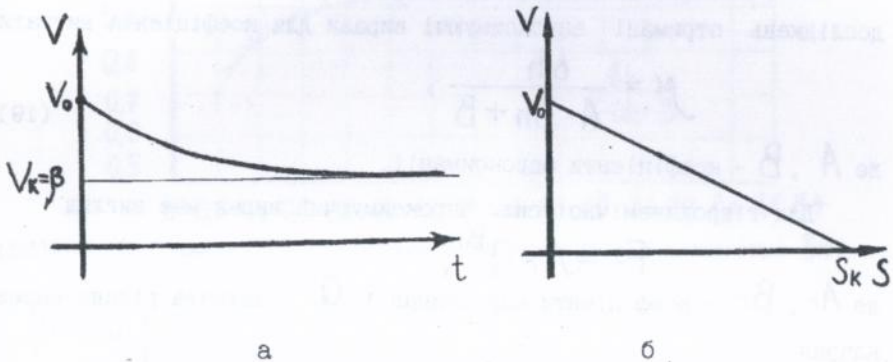


Рис. 5. Зміна швидкості клапана при гальмуванні

і зростає надлишковий об'єм, який повинен прийняти компенсатор. Показано, що зменшення коефіцієнта подачі з $\alpha_v = 1$ до $\alpha_v = 0,9$ веде до збільшення надлишкового об'єму в 2,8 рази. При цьому зростає нерівномірність тиску на виході насоса. Приводиться аналіз впливу високочастотних коливань клапана на його роботу.

В п'ятому розділі викладені методика і результати експериментальних досліджень.

Основними задачами експериментальних досліджень були:

- визначення статичних характеристик клапанів $\Delta P = f(Q)$ і $h = f(Q)$ на основі яких визначались коефіцієнт витрати клапана μ і гідродинамічна сила F_r ;
- визначення зведеної до клапана маси рідини;
- визначення зведеного коефіцієнта стискання рідини;
- визначення параметрів траєкторії руху клапана.

Визначення статичних і динамічних характеристик клапанів проводились на спеціально розробленій установці, а також на базі діючих трипоршневих бурових насосів УНБТ-800 і УНБТ-950, як на спеціальному стенді, так і в умовах бурової установки.

За результатами математичної обробки даних експериментальних досліджень отримані апроксимуючі вирази для коефіцієнта витрати

$$\mu = \frac{bh}{A \cdot Bh + B}, \quad (19)$$

де A, B - коефіцієнти апроксимації.

Для гідродинамічної сили апроксимуючий вираз має вигляд

$$F_r = A_r Q^{B_r}, \quad (20)$$

де A_r, B_r - коефіцієнти апроксимації; Q - витрата рідини через клапан.

На рис. 6 показано графік залежності μ від параметра Bh , побудований за рівнянням (19) а на рис. 7 - графік залежності гідродинамічної сили F_r від подачі Q , побудований за рівнянням (20).

Результати по визначенню зведеного коефіцієнта стискання рідини показані на рис. 8. Тут криві 1 - 4 належать воді для насосів УНЕТ-800, УНЕТ-950, У8-7. Крива 5 відповідає роботі насоса УНЕТ-800 на глинистому розчині.

Отримані результати використані при теоретичних дослідженнях насосів і їх клапанних груп.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу технічних характеристик сучасних бурових трипоршневих насосів отримані емпіричні залежності між конструктивними, кінематичними та енергетичними параметрами.

2. Результати рішення рівняння руху кривошипного вала насоса показали, що коефіцієнт нерівномірності руху трипоршневих насосів $\delta < 0,04$, двопоршневих - $\delta < 0,18$. Це дозволяє приймати в розрахунках трипоршневих насосів швидкість кривошипного вала $\omega = \text{const.}$

3. Складено диференційні рівняння руху клапана без врахуван-

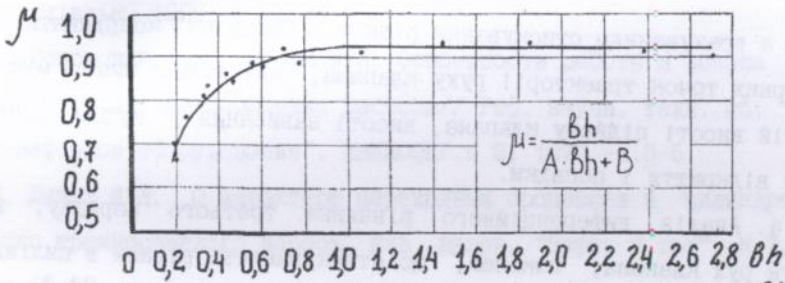


Рис. 6. Залежність коефіцієнта витрати μ від параметра Bh

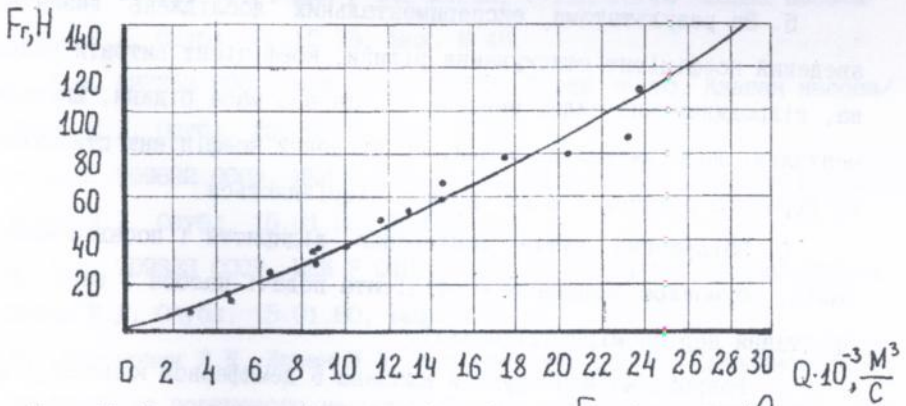


Рис. 7. Залежність гідродинамічної сили F_r від подачі Q

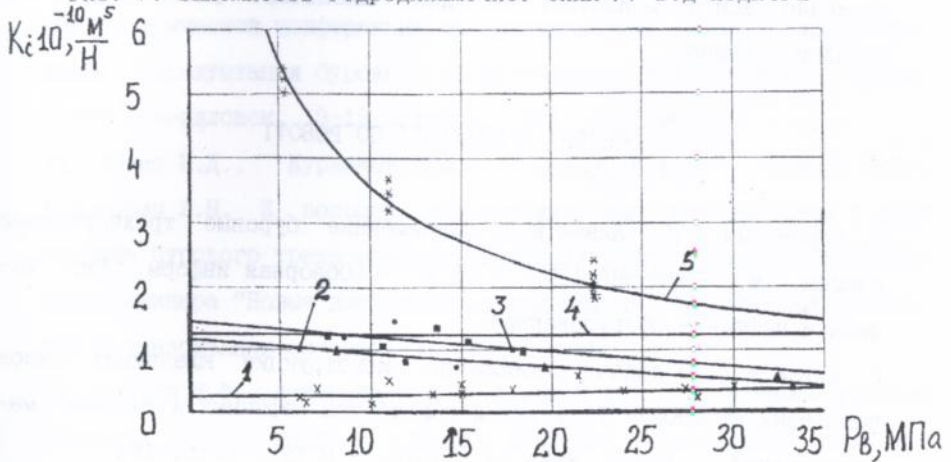


Рис. 8. Залежність зведеного коефіцієнта стискування K_c від тиску на виході насоса P_v

ня і з врахуванням стискування рідини. Визначені координати характерних точок траєкторії руху клапана, які відповідають максимальній висоті підйому клапана, висоті зависання і кутам запізнення відкриття і посадки.

4. Аналіз диференційного рівняння третього порядку, яке описує рух клапана, показав, що стискуваність рідини в циліндрі впливає на рух клапана в початковій стадії.

5. За результатами експериментальних досліджень визначені зведений коефіцієнт стискування рідини, коефіцієнт витрати клапана, гідродинамічна сила, зведена до клапана маса рідини. Експериментальні дослідження показали, що зведений коефіцієнт стискування бурового розчину і води суттєво відрізняються.

6. Збільшення кутів запізнення відкриття і посадки клапанів, обумовлює зменшення коефіцієнта подачі насоса і веде до зростання нерівномірності подачі.

7. Розроблена конструкція клапана з демпферною камерою, яка дозволяє гасити швидкість посадки. Визначені умови безударної посадки клапана.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО РОБОТІ

1. Горонович Л.Н., Ливак И.Д. Современные буровые трехпоршневые насосы. -М.: ВНИИОЭНГ, 1979. - 52 с. - (Обзорная информ. Сер. Машины и нефтяное оборудование).
2. Ливак И.Д. О задаче оптимизации конструкции клапанных узлов поршневых насосов// Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. - Львов: Выща шк., 1975. - N 12. -с.121-124.
3. Малько Б.Д., Ливак И.Д., Лях М.М. Рівняння руху поршневого бурового насоса// Методи і засоби технічної діагностики. -Івано-

Франківськ, 1995.-с.23-28.

4. Горонович Л.Н., Ливак И.Д. Особенности работы и износа клапанов буровых трехпоршневых насосов// Реф. научн. техн. сб. "Машины и нефтяное оборудование". ВНИОЭНГ, N 2, 1979.-с.3-5.

5. Ливак И.Д. О характере переходных процессов в цилиндре бурового трехпоршневого насоса. Изв. вузов, "Нефть и газ", N 7, 1981.-с.65-68.

6. А.с. 541044 СССР, МКИ F 04В 21/02, F 16К 15/10. Клапан насоса/ Ливак И.Д. Опубл. 30.12.76, Бюл. N 48.

7. А.с. 687253 СССР, МКИ F 04В 21/02, F 16К 15/10. Клапан насоса/ Ливак И.Д. Опубл. 25.09.79, Бюл. N 35.

8. А.с. 709832 СССР, МКИ F 04В 21/02, F16К 15/10. Клапан насоса/ Ливак И.Д. Опубл. 15.01.80, Бюл. N 2.

9. А.с. 709833 СССР, МКИ F 04В 21/02, F 16К 15/10. Клапан насоса/ Ливак И.Д. Опубл. 15.01.80, Бюл. N 2.

10. Горонович Л.Н., Ливак И.Д. Исследование работы клапанной группы бурового поршневого насоса// Тезисы доклада на Всесоюзной научно-технической конференции на Уралмашзаводе. Вопросы проектирования, эксплуатации бурового оборудования и повышения его надежности. Свердловск, 13-15 октября, 1981.-с.88-95.

11. Ливак И.Д., Курников Ю.А., Концур И.Ф., Палица Я.И., Горонович Л.Н. К вопросу определения скорости жидкости в щели клапана бурового трехпоршневого насоса// Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Новые достижения в гидравлике промысловых растворов и тампонажных систем".-М., 1982.-с.58.

12. Концур И.Ф., Курников Ю.А., Ливак И.Д. О допустимой угловой скорости буровых насосов// Тезисы докладов Всесоюзного семинара "Новые достижения в гидравлике промысловых растворов и тампонажных систем".-М., 1982.-с.57.

13. Горонович Л.Н., Ливак И.Д., Концур И.Ф., Сенькив В.В., Медвидь Ю.Н. Действие гидродинамической силы на клапан бурового поршневого насоса// Тезисы докладов третьей Всесоюзной конференции по динамике, прочности и надежности нефтепромыслового оборудования. 16-18 ноября, Баку, 1983.-с.11.

14. Ливак И.Д., Курников Ю.А., Концур И.Ф., Медвидь Ю.Н., Сенькив В.В. Установка для исследования клапанов поршневых насосов// Тезисы докладов третьей Всесоюзной конференции по динамике, прочности и надежности нефтепромыслового оборудования. 16-18 ноября, Баку, 1983.-с.29-30.

15. Б.Д. Малько, І.Д. Лівак. Дослідження роботи клапанів бурових насосів//Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського державного технічного університету. Частина 2. Івано-Франківськ, 1996.-с.4.

Ливак И.Д. Исследование трехпоршневых буровых насосов и усовершенствование конструкций клапанных групп.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.15.07 - машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности (рукопись).

Ивано-Франковский государственный технический университет нефти и газа, Ивано-Франковск, 1996.

В диссертации определена зависимость между частотой ходов поршня и мощностью. Показано, что угловая скорость кривошипного вала величина переменная. Составлены и решены уравнения движения клапана. Разработана и изготовлена установка для исследования клапанов. Получены необходимые экспериментальные зависимости. Созданы новые конструкции клапанов с демпферной камерой на посадочной поверхности. Одна из конструкций внедрена в производство.

Livak I.D. Investigation of triplex mud pumps and making improvements to designs of valve's group.

Scientific degree thesis of technical sciences candidate speciality 05.15.07 - "Machines and Units of Oil and Gas industry" Ivano-Frankivsk State Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 1996.

The thesis are dependence between frequency of pumps motion and capacity which is connected with the reduction of power expends is determined. Is demonstrated that angular speed of lobe of derrick pump is a variable quantity. The equations of the valve's motion are composed. Installation for researching of valves is worked out and created. New designs of valves with chamber on boardind surface. One of the designs is introduced in production on the factory.

Ключові слова: трипоршневий буровий насос, клапан, кривошип, вал, клапан, параметр, рівняння, коефіцієнт, висота, демпфер, рух.

Ливак
11/10/96

АВ 35.940

Підписано до друку 23. X. 96 Формат паперу 60x84/16
Друк, аркушів 1,5 Тираж 100 Зам. 317
Віддруковано на різнографі.

ДОП Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу
284018, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15