

**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

На правах рукопису

БУЧИНСЬКИЙ МИРОСЛАВ ЯРЕМОВИЧ


**РАЦІОНАЛЬНЕ КОНСТРУЮВАННЯ
ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
КЛАПАНІВ ПОРШНЕВИХ БУРОВИХ НАСОСІВ**

05.15.07 - Машини та агрегати нафтової і газової промисловості

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук



Івано-Франківськ - 1996



00759945 (\$)

Дисертація є рукопис

Робота виконана в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу.

Науковий керівник

кандидат технічних наук, доцент Копей Богдан Володимирович

Офіційні опоненти:

1. Доктор технічних наук, професор

Білик Сергій Федорович

2. Кандидат технічних наук, доцент

Концур Іван Федорович

Провідна організація

ВАТ "Карпатнафтомаш" (м.Калуш)

Захист відбудеться "17" жовтня 1996р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої Ради Д 09.02.01 в Івано-Франківському державному технічному університеті нафти і газу за адресою: 284018, м.Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Івано-Франківського державного технічного університету нафти і газу.

Автореферат розісланий " 16 " вересня 1996р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої Ради

Шлапак Л.С.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність і ступінь дослідженості тематики дисертації.

Однією з основних задач поршневого насосного машинобудування, що потребує першочергового вирішення, є підвищення довговічності покращення робочих параметрів клапана. Являючись одним з основних вузлів бурових насосів, клапани функціонують безпосередньо в абразивному середовищі, піддаються інтенсивному спрацюванню. Разом з техніко-економічними показниками буріння багато в чому залежать від надійності і якості функціонування поршневих бурових насосів. Тому клапани поршневих бурових насосів пред'являються жорсткі вимоги щодо довговічності та робочих параметрів: зносостійкість, об'ємні втрати рідини, втрати тиску і т.ін.

Найбільш суттєвими причинами технічного характеру, які стримують підвищення технічного рівня клапана є:

- розробка нових зразків клапанів здійснюється конструкторами "еволуційним" шляхом, частково модернізуючи серійні вироби без широкого аналізу науково-технічної інформації;
- складність і недостатнє вивчення робочих процесів не дозволяють повній мірі вирішити задачу раціонального узгодження робочих і конструктивних параметрів клапана.

Тому задачі розробки інформаційного фонду за предметною областю, методів пошуку нових технічних рішень і оцінки їх раціональності, математичної моделі робочого процесу та рекомендації щодо умов експлуатації клапанів є актуальними.

Мета роботи. Розробка інформаційного та математичного забезпечення раціонального конструювання та рекомендацій щодо умов експлуатації клапанів поршневих бурових насосів.

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

Основні завдання наукового дослідження.

1. Розробка інформаційного масиву за предметною областю та алгоритму генерації нових технічних рішень.
2. Експериментальні дослідження перепаду тиску на клапанах різних конструкцій з метою забезпечення цілісності математичної моделі роботи клапана. Визначення залежностей для перерахунку експериментальних даних для різних типорозмірів клапанів.
3. Створення математичної моделі роботи клапана.
4. Розробка рекомендацій щодо умов експлуатації клапанів.

Наукова новизна. Розроблено автоматизований банк інженерних знань для забезпечення підтримки розробок нових конструкцій клапанів поршневих бурових насосів та методи пошуку нових технічних рішень і оцінки їх раціональності. Проведено експертну оцінку відомих технічних рішень клапанів, що дозволило визначити пріоритетні шляхи їх розвитку.

Розроблено методику проведення експерименту з визначення перепаду тиску на клапанах різних конструкцій та отримані емпіричні залежності для його визначення. Використовуючи теорію подібності отримано формули для перерахунку зазначеної вище експериментальної величини для різних типорозмірів клапанів (з моделі на натурній об'єкт).

Створено математичну модель роботи клапана поршневого бурового насоса, яка найбільш повно враховує діючі фактори і містить мінімальну кількість експериментальних величин.

Розроблено рекомендації щодо обсягів та періодичності постачання клапанів на буровому підприємстві та методики теоретичного визначення оптимального зусилля підтискування пружини клапана при різних режимах роботи бурових насосів.

Вирішення вказаних задач в відповідності з поставленою метою дає можливість:

- розробити перспективні конструкції клапанів поршневих бурових насосів;
- скоротити час і зменшити витрати на розробку клапанів за рахунок автоматизації пошуку технічної інформації та розрахунку роботи клапанів
- покращити умови експлуатації клапанів на буровому підприємстві.

Теоретична і практична цінність дослідження. Використання розроблених методів пошуку нових технічних рішень, математичних моделей алгоритмів і програм при проектуванні та експлуатації клапанів дозволяє

- суттєво скоротити тривалість конструкторської роботи, підняти її на якісно новий рівень;
- досягнути оптимального узгодження параметрів та показників роботи клапана між собою та з параметрами роботи насосів;
- створити більш сприятливі умови для експлуатації клапанів;
- розробити нову конструкцію клапана.

Рівень реалізації і впровадження наукових розробок. Науково обґрунтовані рекомендації щодо конструювання та експлуатації клапанів поршневих бурових насосів впроваджені на підприємствах України: виконано оптимізацію зусилля підтискування пружин клапанів бурових насосів, що експлуатуються калуською нафтогазорозвідувальною експедицією глибокого буріння, м.Калуш; відділами постачання та головного механіка калуської нафтогазорозвідувальної експедиції глибокого буріння використовується розроблена методика для визначення оптимального періоду постачання та обсягу клапанів бурових насосів, м.Калуш; проведено оптимізацію умов роботи клапанів поршневих насосів "PERCROMPE", що експлуатуються концерном "ОРИАНА", м.Калуш; розроблений автоматизований банк інженерних знань використовується конструкторським відділом ВАТ "Карпатнафтомаш", м.Калуш.

Апробація роботи. Основні результати роботи доповідались на першій міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми і шляхи енергозабезпечення України" (Івано-Франківськ, 1993р.); першій міжнародній

конференції "Міцність і надійність конструкцій нафтогазового обладнання." (Івано-Франківськ, 1994р.); науково-технічній конференції професорсько-викладацького складу ІФДТУНГ (Івано-Франківськ, 1995р., 1996р.); конференції "Механіка і нові технології" (Севастополь, 1995); науково-технічній конференції "Проблеми та перспективи науково-технічного прогресу АТ "Укрнафта" в умовах ринку" (Івано-Франківська обл., с.С. Гута, 1995р).

Публікації. По темі дисертації опубліковано 8 наукових робіт.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків і рекомендацій, списку літератури і додатків; містить 160 сторінок машинописного тексту, в тому числі 11 таблиць, 43 рисунки, 90 найменувань літератури, 5 додатків.

Особистий внесок автора в розробку наукових результатів.

1.Автором розроблено математичні моделі роботи клапанів поршневих бурових насосів [1, 4].

2.Автором розроблено автоматизований банк інженерних знань підтримки проектних розробок клапанів поршневих бурових насосів [2, 8].

3.Автором виконано експериментальні дослідження клапанів, визначено умови подібності явищ при моделюванні експерименту з визначення перепаду тиску на клапанах [3].

4.Автором розроблено рекомендації щодо умов експлуатації клапанів поршневих бурових насосів [5, 6].

Характеристика методології, методу дослідження, предмету і об'єкта. Використано комплекс методів, що містять теоретичний аналіз, аналітичні та експериментальні дослідження.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі показано актуальність роботи, обґрунтовано напрямок дослідження, подана характеристика його задач та мети.

В першому розділі проведено аналіз існуючих конструкцій поршневих бурових насосів та їх клапанів, методів досліджень, проектування оцінки технічного рівня і автоматизації етапів проектування, умов експлуатації.

В роботі приводиться огляд досліджень робочих процесів і конструкцій об'ємних насосів. Дослідженню об'ємних насосів та їх клапанів, зокрема, присвячені праці Авакова В.А., Адольфа У., Айрапетова Л.С., Алексєєва А.А., Брїтвіна Л.Н., Гержа С.П., Валїтова М.З., Верзіліна О.Н., Виноградова Е.В., Вишнякова В.А., Гороновича Л.Н., Гуляєва А.Б., Косенко Белїнського Ю.А., Колює С.Л., Концура І.Ф., Кресїна В.А., Кугельова В.С. Лївака І.Д., Лїтвінова В.М., Матвєєва І.Б., Мкртичана Я.С., Нікітіна В.І. Ніколіча А.С., Рожнова Б.В., Роцупкіна В.І., Суліги В.І., Толстова Ю.С. Штельмаха А.А., Ellis Williams, Colliiek S.L., Berther T. та ін. Питанням конструювання, пошукового конструювання, оптимального проектування та оцінки технічних рішень присвячені праці Альтшуллера Г.С., Буша Г.Я. Валїтова М.З., Воїнова Б.С., Гмошенського В.Г., Дїксона Д., Камасєва В.А. Ковальова А.П., Нікітіна С.В., Мелещенко Ю.С., Мюллера І., Половінкін А.І., Ханзена Ф., Zhang Xiaoqing та ін.

Аналіз досліджень умов роботи та конструкцій клапанів поршневи бурових насосів виявив взаємопов'язані між собою невирішені проблем підвищення якості конструкторських робіт та умов експлуатації клапанів.

В результаті вирішення поставлених задач:

- створюються умови раціонального проектування клапана, що приводить до зменшення витрат часу та підвищення технічного рівня об'єкту;
- зменшиться обсяг експериментальних робіт, в результаті чого скорочуються витрати та час на проектування клапана;
- збільшиться точність визначення параметрів та режимів роботи клапана;
- покращаться умови експлуатації клапана поршневого бурового насоса

В кінці розділу формулюється мета досліджень.

В другому розділі викладені питання розробки бази даних за предметною областю, пошуку, оцінки технічних рішень на основі структурного аналізу клапана - автоматизований банк інженерних знань (АБІЗ).

В результаті аналізу взаємозв'язку параметрів і показників складено узагальнену схему параметрів і показників, яка має шестирівневу ієрархічну структуру, похідних від основних параметрів, конструктивних параметрів та технічних характеристик. При цьому показники структуровані.

АБІЗ містить інформаційні фонди (ІФ) науково-технічної літератури, технічних рішень, евристичних прийомів, переліку вимог, які пред'являються до технічних рішень. Інформація представлена в структурованому вигляді. ІФ технічних рішень представлений в вигляді морфологічної таблиці з структуризацією по країнах та технічних задачах, що вирішуються. Решта ІФ побудовані за алфавітно-предметною схемою з структуризацією за вирішеними задачами.

З метою обґрунтування і вибору найкращого варіанту з великої кількості технічних рішень проведено критеріальну оцінку технічних рішень, наведених в АБІЗ. А також з метою автоматизації експертної оцінки раціональності запропонованих технічних рішень розроблено програму, яка вказує на доцільність використання вузла в цілому та його окремі незадовільні характеристики. Програма працює в діалоговому режимі "експерт - ЕОМ". Коефіцієнт раціональності технічного рішення та його характеристик обчислюється за формулою

$$T = \frac{q}{Q} = \frac{\sum \varphi_i \cdot B_i}{\sum \varphi_i \cdot B_{\max}}, \quad (1)$$

де q - сума оцінок, які виставлені певній конструкції; B_i - оцінка даної конструкції за i -тою характеристикою; Q - можливий максимум суми оцінок (для "ідеальної" конструкції); φ_i - значення нормуючої функції, яка виражає

відносну важливість i -ї характеристики; V_{\max} - можливий максимум оцінки за i -тою характеристикою.

АБІЗ дозволяє зберігати довільні види знань за предметною областю; проводити експертизу на новизну знань з даної області; оцінку технічного рівня рішень і перспективності напрямку, шляху, методу; виявити тенденції, закономірності розвитку конструкції виробу; виявити нові методи вирішення технічних задач.

В третьому розділі розроблено методика експериментального дослідження клапана поршневого насоса, отримано емпіричні формули для визначення перепаду тиску на клапані різних конструкцій та залежності для перерахунку цієї величини з моделі на натурний об'єкт.

На сьогоднішній день під час експериментальних досліджень перепаду тиску на клапані не враховувався період роботи клапана при зворотніх перетоках рідини, який становить 5% - 10% від часу його робочого циклу. Крім того не піддавався широкому системному вивченню перепад тиску на клапанах різних конструкцій та при різних режимах його роботи. Значення величин перепаду тиску переносились без будь-яких перерахунків чи поправок з однієї конструкції клапана на іншу (схожу), чи при одних режимах роботи клапана на інші.

З метою усунення згаданих вище недоліків розроблено експериментальну установку, яка дає можливість двосторонньої проливки клапана (кафедра нафтового обладнання, ЮФДТУНГ). Експериментальна клапанна коробка виконана повнорозмірною і складається з окремих елементів кожен з яких відповідає певній частині цільного натурального об'єкта (рис. 1) Кожен з елементів виконаний в декількох екземплярах різних конструкцій взаємозамінних між собою. Експериментальна установка дає змогу визначати перепад тиску на клапані в цілому та в довільному його перерізі.

Завдяки запропонованій конструкції можливе дослідження роботи клапанів з системним охопленням широкого діапазону їх конструкції шляхом заміни тільки певної кількості елементів однієї конструкції іншою

Схема експериментальної клапанної коробки

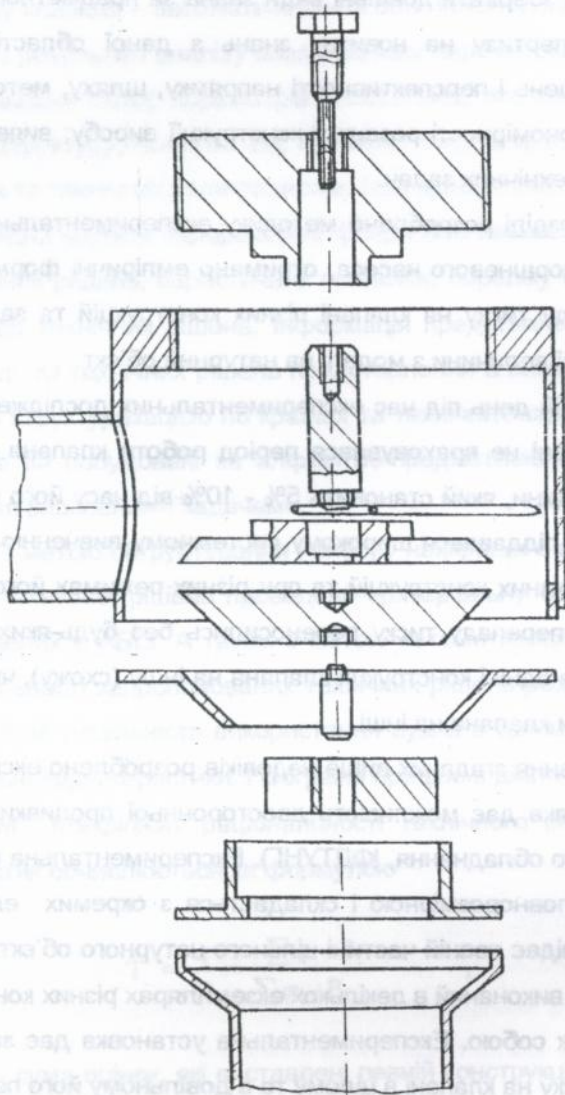


Рис. I

Тарілка клапана під час експерименту жорстко закріплена або в звичайному підпружиненому стані, що спрощує моделювання різних режимів роботи клапана (це було не можливо на базовій установці УДК-1, кафедра нафтового обладнання, ІФДТУНГ). Це значно здешевлює та розширює можливості експериментальних досліджень, зменшує витрати часу та коштів на їх проведення.

В результаті обробки результатів проведених експериментальних досліджень величини перепаду тиску на клапані отримано наступну емпіричну залежність для визначення перепаду тиску на клапані:

$$\Delta P = 2,07 \cdot Q^2 \cdot (K_h \cdot K_\alpha \cdot K_n \cdot K_T \cdot h_T + K_x \cdot K_{пов} \cdot K_A \cdot K_p), \quad (2)$$

де ΔP - перепад тиску на клапані, кПа; Q - миттєва подача рідини, м³/хв; K - коефіцієнти, що враховують вплив різних факторів на величину перепаду тиску на клапані.

Коефіцієнти, що входять в перший доданок, є визначальними для перепаду тиску в щілині клапана; коефіцієнти в другому доданку - для перепаду тиску в хрестовині сідла клапана. K_h , K_x - враховують вплив висоти підйому тарілки клапана; K_α - кут нахилу тарілки клапана; K_T - висоту посадочного пояска запірного елемента клапана h_T ; $K_{пов}$ - заповненість циліндричної частини сідла клапана хрестовиною; K_d - діаметр циліндричної частини сідла клапана; K_p - профіль ребер хрестовини; h_T - висота посадочного пояска запірного елемента клапана.

Емпіричні залежності для визначення цих коефіцієнтів мають вигляд:

- 1) $K_h = 213,303 \cdot h^{-1,1604}$;
- 2) $K_\alpha = (\sin \alpha + 0,134)^{0,62}$;
- 3) $K_n = 1$ - прямий напрямок потоку,
 $K_n = 1,23 \cdot \cos^{0,2} \alpha$ - зворотні перетоки рідини;
- 4) $K_T = 0,0289 / \sin \alpha$;
- 5) $K_x = 1086 h^{-1,76}$ при $0 \leq Q \leq Q_{n1}$,

$$K_x = 1086 \cdot h^{-1,70} \cdot \frac{Q_{n1}^2}{Q^2} \quad \text{при } Q_{n1} < Q \leq Q_{n2},$$

$$K_x = 1086 \cdot h^{-1,70} \cdot \frac{Q_{n1}^2}{Q^2} - (1016,49 + 1,206 \cdot h) \cdot 10^{-3} \cdot \frac{(Q - Q_{n2})^{0,23}}{Q^2} \quad \text{при } Q > Q_{n2},$$

де Q_{n1} і Q_{n2} - значення подач, при яких змінюється закон зміни перепаду тиску,

$$Q_{n1} = 0,0469 h^{0,93}, \quad Q_{n2} = 1,08 Q_{n2};$$

$$6) K_{\text{пов}} = (F_{\text{хр}}/F_{\text{пр}})^{1,83} + 1;$$

$$7) K_A = 0,018 / d_o^2;$$

$$8) K_p = 0,971 - \text{хрестовина відсутня},$$

$$K_p = 1,000 - \text{хрестовина з ромбовидними ребрами},$$

$$K_p = 1,091 - \text{хрестовина з ребрами з заокругленим торцем},$$

$$K_p = 1,139 - \text{хрестовина з ребрами прямокутної форми}. \quad (3)$$

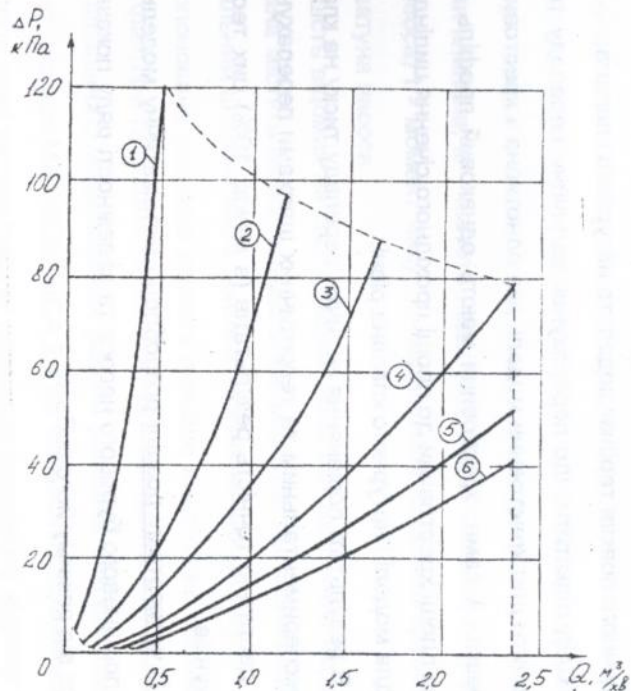
В запропонованих формулах:

h - висота підйому тарілки клапана, мм; α - кут нахилу твірної конічної посадочної поверхні тарілки клапана, град.; Q - миттєва подача рідини, м³/хв; Q_{n1} , Q_{n2} - характерні значення миттєвої подачі рідини, при яких змінюється закон зміни перепаду тиску на клапані, м³/хв; $F_{\text{хр}}$ - площа поперечного сідлення хрестовини, м²; $F_{\text{пр}}$ - площа прохідного отвору циліндричної частини сідла клапана, м²; d_o - діаметр циліндричної частини сідла клапана, м.

В якості прикладу на рис. 2, 3 наведено графічні залежності перепаду тиску ΔP на одній з конструкцій клапана та його хрестовині від висоти підйому тарілки клапана та витрати рідини.

З метою зменшення кількості експериментів по визначенню перепадів тиску розглянуто умови їх проведення для певного типорозміру клапана (моделі) та переносу результатів на інші типорозміри (з моделі на натурний об'єкт). При моделюванні явища результати дослідів з моделлю можна переносити на натурний об'єкт при однакових кутах атаки - α і числі Рейнольдса Re .

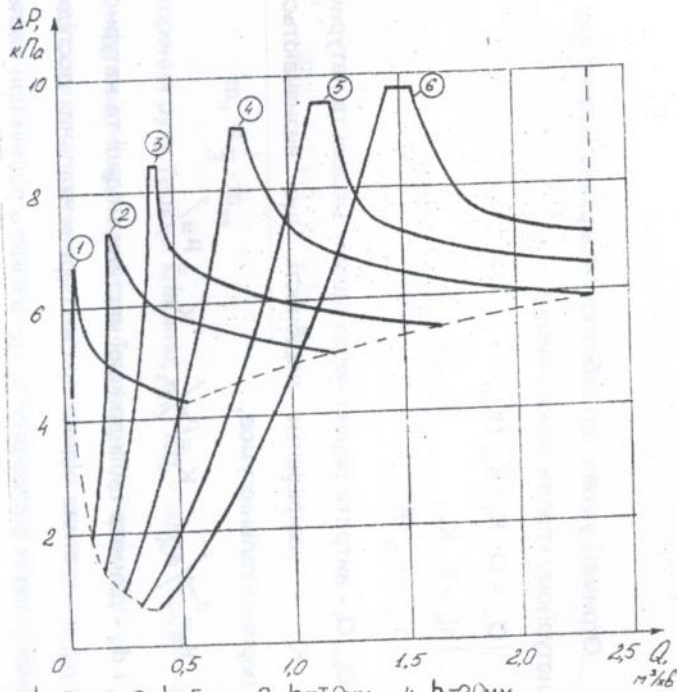
Залежності перепаду тиску на клапані ΔP від миттєвої подачі рідини Q при різних значеннях висоти підйому тарілки клапана h



1- $h=1$ мм, 2- $h=5$ мм, 3- $h=10$ мм, 4- $h=20$ мм, 5- $h=30$ мм, 6- $h=40$ мм

Рис. 2

Залежності перепаду тиску в циліндричній частині сікла клапана ΔP від миттєвої подачі рідини Q при різних значеннях висоти підйому тарілки клапана h



1- $h=1$ мм, 2- $h=5$ мм, 3- $h=10$ мм, 4- $h=20$ мм, 5- $h=30$ мм, 6- $h=40$ мм

Рис. 3

Отримані умови, що забезпечують рівність перепаду тиску на моделі та натурному клапані мають вигляд

$$\begin{cases} Q_m = Q_i \cdot K_{r1} \cdot K_{\mu_i} / K_{\rho_i}, \\ h_m = h_i \cdot K_{r1}, \\ h_{T_m} = h_{T_i} \cdot K_{r1}. \end{cases} \quad (4)$$

де Q_m, Q_i - витрата рідини через щілину моделі та натурального клапана; $K_{r1}, K_{\rho}, K_{\mu_i}$ - коефіцієнти подібності, що визначаються з натурно-експериментальних умов,

$$K_{r1} = \frac{d_{om}}{d_{oi}}, \quad K_{\rho_i} = \frac{\rho_m}{\rho_i}, \quad K_{\mu_i} = \frac{\mu_m}{\mu} \quad (5)$$

d_{om} і d_{oi} - діаметр циліндричної частини моделі та натурального сідла клапана; ρ_m, ρ_i - густина рідини при експериментальних дослідженнях та в натурних умовах відповідно; μ_m, μ - в'язкість рідини при експериментальних дослідженнях та в натурних умовах відповідно; h_m, h_i - поточна висота підйому тарілки моделі та натурального клапана; h_{T_m}, h_{T_i} - висота конічного посадочного пояса тарілки моделі та натурального клапана.

Слід відмітити, що перерахунок величини перепаду тиску потрібно проводити для хрестовини моделі, яка однотипна з хрестовиною натурного зразка. А саме: хрестовини мають однаковий профіль ребер; відношення площі хрестовини до площі прохідного січення циліндричної частини сідла моделі і натурального клапана рівні.

В результаті порівняння величин перепаду тиску на клапані отриманих експериментальним та теоретичних шляхами перерахунків підтверджено достатню точність результатів (в межах 10%) цих теоретичних перерахунків.

В четвертому розділі розроблено математичну модель роботи клапана поршневого бурового насоса та залежності ряду показників клапана насоса від режиму його роботи

$$\begin{aligned}
 h'' + \frac{\left(m_{\tau} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{нр}}\right) \cdot g \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{\text{м}}}\right) + k \cdot l_0}{m_{\tau} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{нр}}} + \frac{k}{m_{\tau} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{нр}}} \cdot h = \\
 = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot \Delta P}{4 \cdot \left(m_{\tau} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{нр}}\right)} \cdot \left(1 \pm \frac{D_{\kappa}^2 \cdot h'}{D_{\text{н}}^2 \cdot \omega \cdot r \cdot (\sin \omega \cdot t + 0,5 \cdot \lambda \cdot \sin 2 \cdot \omega \cdot t)}\right)^2 + \quad (6) \\
 + \frac{\frac{\pi}{4} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot (\sin \omega \cdot t + 0,5 \cdot \lambda \cdot \sin 2 \cdot \omega \cdot t)^2 \cdot \frac{D_{\text{н}}^4}{d_1^2}}{m_{\tau} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{нр}}} \cdot \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right),
 \end{aligned}$$

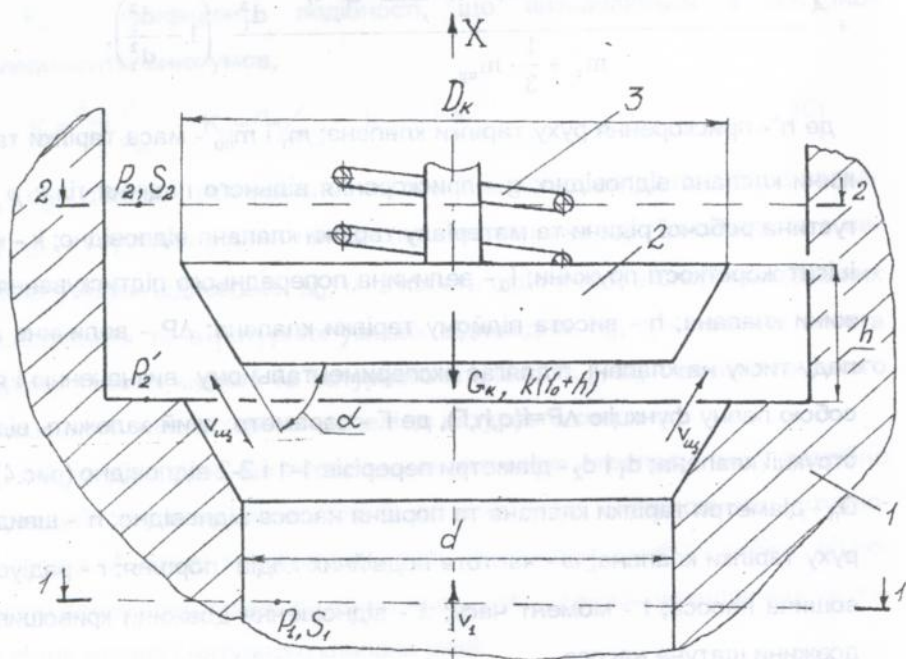
де h'' - прискорення руху тарілки клапана; m_{τ} і $m_{\text{нр}}$ - маса тарілки та пружини клапана відповідно; g - прискорення вільного падіння тіла; ρ і $\rho_{\text{м}}$ - густина робочої рідини та матеріалу тарілки клапана відповідно; k - коефіцієнт жорсткості пружини; l_0 - величина попереднього підтискування пружини клапана; h - висота підйому тарілки клапана; ΔP - величина перепаду тиску на клапані, підлягає експериментальному визначенню і являє собою певну функцію $\Delta P=f(q,h,\Gamma)$, де Γ - параметр, який залежить від конструкції клапана; d_1 і d_2 - діаметри перерізів 1-1 і 2-2 відповідно (рис.4); D_{κ} - діаметри тарілки клапана та поршня насоса відповідно; h' - швидкості руху тарілки клапана; ω - частота подвійних ходів поршня; r - радіус кривошипа насоса; t - момент часу; λ - відношення довжини кривошипа до довжини шатуна насоса.

Більшість відомих на сьогоднішній день математичних моделей роботи клапана містять велику кількість коефіцієнтів, які визначаються експериментальним шляхом або з допомогою емпіричних формул.

Запропоноване рівняння якомога повніше аналітично враховує дію на клапан фактори та містить тільки одну експериментальну величину.

Для чисельного моделювання рішень рівняння використано спеціальний пакет програм MATHEMATICA 2.1 for WINDOWS, що дозволило використовувати різні методи пошуку рішень на вказаному відрізьку в залеж

Розрахункова схема клапана



1-сідло, 2-тарілка, 3-пружина

Рис. 4

ності від швидкості сходження пробних функцій до шуканого рішення. Крім того, після представлення отриманого рішення в чисельному вигляді будується інтерполяційна функція, яка потім компілюється, що дозволяє отримати графік функції по всьому шуканому інтервалі. Для перевірки адекватності математичної моделі та методу її розв'язку виконано обчислення та їх порівняння з експериментальними даними. За результатами експерименту можна стверджувати про повну відповідність математичної моделі реальним параметрам роботи клапана.

Основні з показників клапана насоса, які найбільш суттєво впливають на роботу насоса є: кут запізнення посадки тарілки клапана; швидкість посадки тарілки клапана. На етапі проектування поршневого насосів необхідно попередньо оцінити величину цих показників. Для цього було обчислено їх значення для насосів потужністю 600 кВт. При цьому змінювали чисельні значення: діаметр циліндрової втулки (120мм-200мм); типорозмір клапана (№7, №9); тиск, що створює пружина на тарілку клапана (14кПа - 20кПа), частота подвійних ходів поршня (1с^{-1} - 14с^{-1}).

В результаті обчислень побудовано графічні залежності діапазону величин: кута запізнення посадки тарілки клапана від частоти подвійних ходів поршня насоса потужністю 600кВт; швидкості посадки тарілки клапана від частоти подвійних ходів поршня насоса потужністю 600кВт.

Наведені графічні залежності та методику визначення зазначених величин слід використовувати при проектуванні клапанів з метою оцінки прийнятливості показників їх роботи.

В п'ятому розділі розроблено рекомендації щодо умов експлуатації клапанів поршневих бурових насосів.

На підприємстві надзвичайно важливо мати необхідні запаси деталей, щоб забезпечити стабільне функціонування машин. Величина обсягів поставок деталей визначається за формулою Вільсона

$$Q = \sqrt{\frac{2 \cdot K \cdot C_a}{P_o \cdot i}} \quad (7)$$

яка дає оптимальну економічно обгрунтовану кількість одного замовлення. Ця кількість одного замовлення Q дає N замовлень в рік з оптимальною періодичністю часу T_o між замовленнями:

$$T_o = \frac{1}{N} = \frac{Q}{K}. \quad (8)$$

В наведених вище формулах: K - річне споживання деталей; C_a - вартість придбання запасних частин; P_o - ціна одиниці виробу; i - розцінки складських накладних витрат.

Проте вузли швидкого спрацювання (яким є клапан поршневого бурового насоса) можуть витрачатись в різні періоди часу по різному і ця різниця характеризується середньоквадратичним відхиленням. Щоб компенсувати цю різницю на підприємстві тримають попереджувальний обсяг запасних частин S_a , досягнення величини якого викликає необхідність замовляти необхідну кількість запчастин. Величина цього попереджувального обсягу запасних частин

$$S_a = \bar{C} \cdot d + H_x^n \cdot \sigma_{cn} \cdot \sqrt{d}, \quad (9)$$

де \bar{C} - середнє місячне споживання деталей на підприємстві; d - термін поставки деталей; H_x^n - квантиль закону нормального розподілу.

Керуючись встановленими місячними нормами витрати клапанів, визначено приведенне для однієї бурової установки (в складі якої є два бурових насоси) середньоквадратичне відхилення витрати клапанів за день для експлуатаційного та розвідувального буріння. Для експлуатаційного буріння: $\sigma_{cn}=0,081$, для глибокого розвідувального буріння: $\sigma_{cn}=0,103$.

Зусилля підтискування пружини клапана бурового насоса є одним з найважливіших факторів, які впливають на його роботу. Поруч з цим регулювання зусилля підтискування пружини є простим і доступним.

В роботі розроблено методику аналітичного визначення та проведено вибір раціонального зусилля підтискування пружини клапана, виходячи з наступного: досягнення мінімальних швидкостей потоку рідини в щілині клапана; дотримання умови безударної посадки тарілки клапана; обме-

ження кута запізнення посадки тарілки клапана; обмеження максимальної висоти підйому тарілки клапана. Однак ці умови суперечливі і для досягнення їх оптимального узгодження проведено математичні розрахунки. Обчислення проводились на ПЕОМ з використанням пакетів програм MATHEMATICA 2.1 та PHISICA for WINDOWS.

В результаті обчислень отримано графічну залежність діапазону зусилля підтискування пружини клапана в залежності від частоти подвійних ходів поршня насосів потужністю 600кВт. Рациональне зусилля підтискування пружини клапана становить орієнтовно 14-20кПа.

Дослідження умов роботи клапана поршневого бурового насоса дозволили накопичити необхідний обсяг інформації про ті складні явища і процеси, які виникають при його роботі і виробити практичні рекомендації для їх подальшого вдосконалення, а також, в результаті цього, розробити нову конструкцію клапана.

Метою запропонованого технічного рішення є підвищення довговічності клапана та об'язки насоса шляхом забезпечення демпфування високочастотних пульсацій тиску та коливань клапана.

Поставлена задача вирішується тим, що клапан оснащується демпфуючим пристроєм механічного принципу дії, який містить пару тертяопору, що взаємодіє з нижнім напрямним штоком запірного елемента та напрямною втулкою сідла клапана.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ

Проектування та експлуатація технічних об'єктів, яким є клапан, включає виконання інформаційних, науково-технічних та методичних процедур. В цій роботі розроблено процедури виконання вказаних етапів проектування, які разом складають алгоритм початкового етапу проектування клапана, рекомендації щодо умов його експлуатації.

Розроблений алгоритм проектування містить етапи передпроектних досліджень, обробки інформації, математичного моделювання та методикую раціональних експериментальних досліджень.

Інформаційну підтримку проектних розробок здійснює автоматизований банк інженерних знань, який включає в себе близько 600 одиниць технічної літератури, технічних рішень, нормативно-технічної документації та евристичних прийомів по даному напрямку проектування. Розроблено методику і проведено експертну оцінку повноти технічного рішення запропонованих конструкцій клапана (авторські свідоцтва, патенти), що дозволило визначити пріоритетні шляхи їх розвитку.

Розроблено методику експериментального визначення перепаду тиску на клапані, отримано емпіричні формули для визначення цієї величини в залежності від конструктивного виконання клапана, його висоти підйому та витрати рідини. Використовуючи теорію подібності отримано формули для перерахунку величини перепаду тиску з моделі клапана на натурний об'єкт.

Математична модель роботи клапана аналітично враховує на сьогодні максимальну кількість діючих факторів, що дозволило швидко і з високою точністю проводити розрахунки режимів роботи клапана.

Рекомендації щодо умов експлуатації клапана включають в себе методику та величини для визначення періодичності постачання та обсягу складських запасів клапанів на буровому підприємстві з врахуванням їх нерівномірності витрати; методику теоретичного визначення та значення раціонального зусилля підтискування пружини тарілки клапана при різних режимах роботи насоса; нове технічне рішення клапана поршневих бурових насосів.

На основі результатів досліджень можна зробити наступні висновки:

1. За предметно-вузловим принципом і задачами, що підлягають вирішенню розроблено автоматизований банк інженерних знань в галузі конструювання клапанів поршневих бурових насосів, який зв'язує всю інформаційну систему в єдину динамічну структуру.
2. З використанням інформаційного фонду технічних рішень розроблено методику оцінки повноти технічного рішення, яка вказує пріоритетні

шляхи вирішення технічних задач, які постають перед конструкторам клапанів поршневих бурових насосів.

3. Методика експериментальних досліджень перепаду тиску на клапан дозволяє досліджувати роботу різноманітних конструкцій клапанів бі значних витрат матеріалів та часу. Емпіричні залежності, отримані в р результаті обробки експериментальних даних, дозволяють досліджува вплив конструктивних факторів клапана на величину перепаду тиску

4. Залежності для перерахунку результатів експерименту з моделі на н турний об'єкт (для різних типорозмірів клапанів) дозволяють спрости експериментальні дослідження клапана та з достатньою для інжен рних розрахунків точністю визначають закон зміни перепаду тиску і натурному клапані.

5. Математична модель, алгоритм і програма розрахунку робочого проу су клапана дозволяють дослідити особливості функціонування клапан в залежності від їх конструкцій та робочих параметрів насоса.

6. Розроблена методика визначення періодичності постачання та обся складських запасів клапанів на буровому підприємстві дозволяє з побігти замороження оборотних засобів та перервності виробниче що підвищує ефективність виробничих процесів.

7. Розроблено методику та аналітично визначено раціональну величи зусилля підтискування пружини клапана бурового насоса, що створи більш сприятливі умови для їх експлуатації.

8. Розроблена нова конструкція клапана, яка дозволяє підвищити дов івність, зменшити втрати тиску та об'ємні втрати рідини.

9. Результати роботи впроваджено в ВАТ "Карпатнафтомаш", м. Калу нафтогазорозвідувальній експедиції глибокого буріння, м. Калуш; кс церні "Оріана", м. Калуш.

Основні положення дисертації висвітлені в роботах:

1. Бучинський М.Я., Копей Б.В. Рівняння руху тарілки клапана поршневих бурових насосів. - Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу, Івано-Франківськ. 1995. - 17 с. - Деп. в ДНТБ України, №865-Ук 95.
2. Бучинский М.Я., Копей Б.В. Оптимизация конструкторских разработок поршневых насосов с использованием компьютерных технологий. //Сборник докладов международной научно-технической конференции "Механика и новые технологии" Севастопольського державного технічного університету.- 1995, с. 53-55.
3. Бучинський М.Я., Копей Б.В. Умови подібності явищ при моделюванні експерименту з визначення перепаду тиску на клапані поршневого бурового насоса.- Івано-Франк. держ. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ. 1995. - 15 с. - Деп. в ДНТБ України, № 1100-Ук 95.
4. Бучинський М.Я. Математична модель роботи клапанного вузла поршневого бурового насоса УНБ-600. //Тези доповіді на конференції професорсько-викладацького складу ІФДТУНГ. - 1995, с. 36.
5. Бучинський М.Я. Теоретичне визначення раціонального зусилля підтискування пружини клапана бурового насоса. //Тези доповіді на конференції професорсько-викладацького складу ІФДТУНГ. - 1996, с. 34.
6. Копей Б.В., Лівак І.Д., Бучинський М.Я. Оптимізація обсягу запасних частин та періодичності їх постачання. //Нафтова і газова промисловість. - 1996, №3, с. 30-31.
7. Лівак І.Д., Копей Б.В., Бучинский М.Я. Підвищення ефективності роботи поршневих бурових насосів.//Збірник статей міжнародної науково-практичної конференції "Проблеми і шляхи енергозабезпечення України" 7-10 грудня 1993 р. Ч.2. -1995, с. 96-103.
8. Бучинський М.Я., Копей Б.В. Автоматизований банк інженерних знань підтримки проектних розробок клапанів поршневих бурових насосів.// Матеріали науково-практичної конференції "Проблеми та перспективи науково-технічного прогресу АТ "Укрнафта" в умовах ринку".-1995, с. 26.

Бучинский М.Я. Рациональное конструирование и рекомендации к условиям эксплуатации клапанов поршневых буровых насосов.

Диссертация на соискание ученого 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.

Защищается 8 научных работ, в которых разработано информативные, научно-технические и методические процедуры, составляющие алгоритм начального этапа проектирования и рекомендации к условиям эксплуатации клапанов поршневых буровых насосов. Выполнено промышленное внедрение основных результатов работы.

Buchinsky M.Y. Rational Constructing and Recommendation Concerning Condition of Exploitation of Mud Piston Pumps' Valves.

Thesis for a degree of Candidate of Technical Sciences by special 05.15.07. - "Machines and Units of Oil and Gas Industry" Ivano-Frankiv State Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 1996.

These are 8 scientific publications which have been defended. Different informational, scientific-technical and methodological procedures, which make an algorithm of the initial stage of projecting were worked out. The publications also include recommendations concerning condition of exploitation mud piston pumps' valves. The major results of the thesis are carried into life

Ключові слова: алгоритм початкового етапу проектування, клапан поршневого бурового насоса.



438882

Підписано до друку 13.09.96 Формат паперу 60×84¹/₁₆
 Друк. аркушів 1,5 Тираж 100 Зам. 210
 Віддруковано на різнографі.

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