

8. Бережницкая М.Ф. Влияние остаточных напряжений на сопротивление стали коррозионно-механическому разрушению // Физико-химическая механика материалов. – 1987. – № 1. – С. 22-26.
9. Бережницкая М.Ф., Грицишин П.М. Формирование остаточных напряжений в поверхностных слоях комплексной обработкой // Физико-химическая механика материалов. – 1989. – № 1. – С. 104-105.
10. Бабей Ю.И., Стоцкий И.М. Влияние механоультразвуковой обработки на циклическую прочность деталей // Состояние и перспективы промышленного освоения вибрационной обработки. – Ростов-на-Дону: РИСХМ, 1974. – С. 157-160.
11. Бабей Ю.И. Физические основы импульсного упрочнения стали и чугуна. – К.: Наукова думка, 1988. – 240 с.
12. Петрина Ю.Д., Швадчак А.В., Стоцкий И.М., Тарасевський С.Й. Вплив механоультразвукової обробки на опір корозійному розтріскуванню деталей нафтогазової промисловості // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – №3(12). – С. 87-90.
13. Стоцкий И.М. Влияние механоультразвуковой обработки на сопротивление стали коррозионному растрескованию // Физико-химическая механика материалов – 1980. – № 6. – С. 101-103.
14. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. – М.: Недра, 1985. – 452 с.
15. Северинчик Н.А. Машины и оборудование для бурения скважин. – М.: Недра, 1986. – 368 с.
16. Карпенко Г.В., Бабей Ю.И., Карпенко И.В., Гутман Э.М. Упрочнение стали механической обработкой. – К.: Наукова думка, 1966. – 202 с.
17. Бабей Ю.И., Бережницкая М.Ф. Метод определения остаточных напряжений первого рода. – Львов: Львов. науч. б-ка им. В. Стефаника, 1980. – 66 с.
18. Северинчик Н.А., Маснык О.Т., Копей Б.В. Коррозия и коррозионная устойчивость подземного бурового оборудования. – Львов: Вища школа, 1981. – 143 с.
19. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний: Справочник. – М.: Металлургия, 1978. – 304 с.
20. Рыжов Э.В. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин. – К.: Наукова думка, 1984. – 272 с.
21. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

УДК 622.242.6

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ КЛАПАНА З ДЕМПФЕРНОЮ КАМЕРОЮ ДЛЯ БУРОВОГО НАСОСА МЕТОДОМ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Б.В.Копей, В.Б.Копей, І.Д.Лівак, С.С.Чаплінський

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353;
e-mail: koreyb@nung.edu.ua*

С помощью метода конечных элементов получен общий вид распределения скоростей потока и кинетической энергии турбулентности в клапане с демпферной камерой для бурового насоса при нагнетании и всасывании, определены зависимости коэффициента расхода клапана и целей демпферной камеры от величины подъема тарелки. Результаты исследований могут быть использованы в математической модели, которая описывает работу такого клапана.

Порівняно з клапаном бурового насоса звичайної конструкції тарілка та сідло клапана з демпферною камерою містять додаткові конструктивні елементи, які в момент посадки тарілки утворюють між сідлом і тарілкою камеру підвищеного тиску [1]. Вважається, що застосування демпферної камери зменшить ударні навантаження при посадці тарілки. Однак для розробки працездатної конструкції потрібно вирішити такі основні проблеми:

The general type of flow speeds distribution and kinetic energy of turbulence in a valve with a damper chamber for a mud pump at discharge and suction is obtained by the finite element method. Dependences of coefficient of flow rate for valve and clearances in damper chamber on the size of plate rising are presented. Result of researches can be used in a mathematical model which describes the work of such valve.

1. Розрахувати оптимальний розмір щілин демпферної камери.
2. Визначити швидкість посадки тарілки на сідло.
3. Попередити гідроабразивне спрацювання сідла і тарілки клапана в зоні щілин демпферної камери внаслідок високих швидкостей потоку.

Перші дві проблеми можна вирішити за допомогою математичної моделі роботи клапана бурового насоса з демпферною камерою.

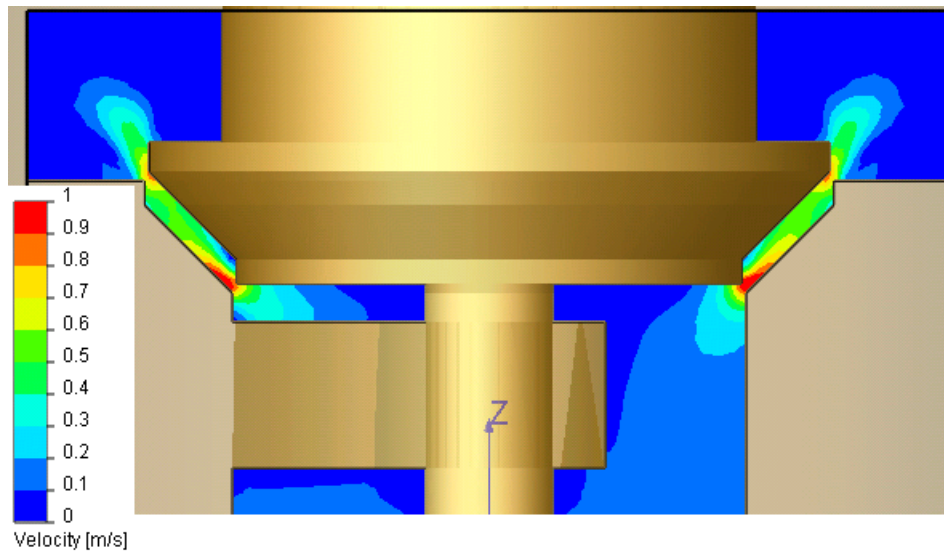


Рисунок 1 – Загальний вигляд розподілу швидкостей потоку в тривимірній моделі клапана при ході нагнітання

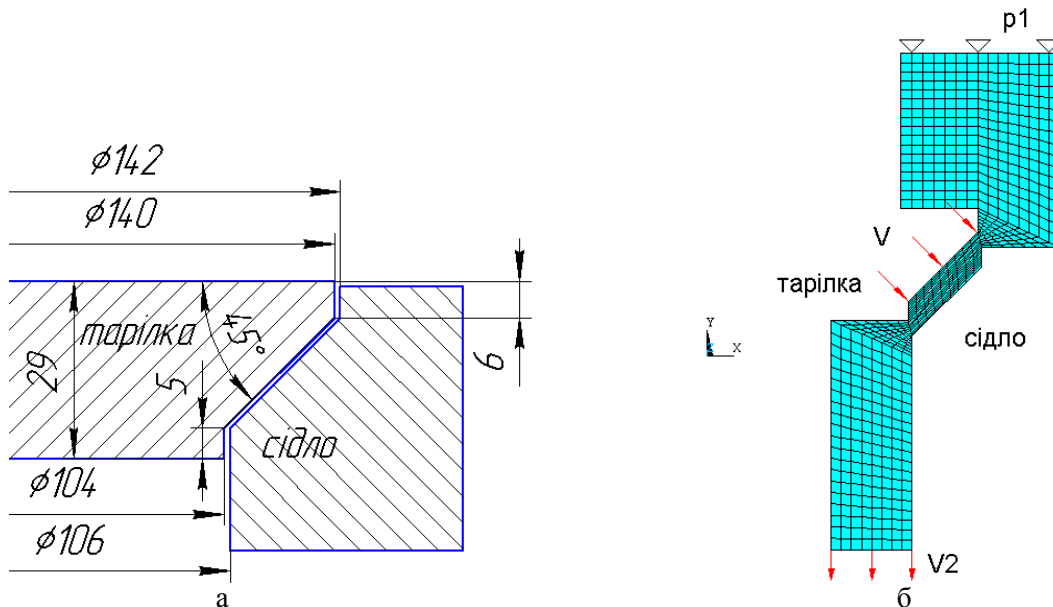
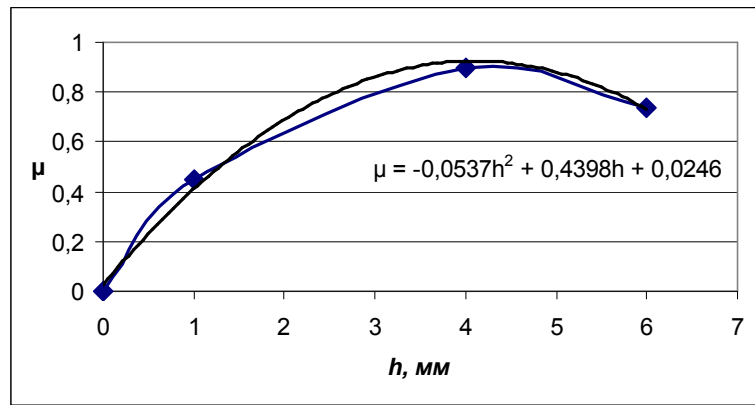


Рисунок 2 – Конструкція посадочної зони клапана №7 з демпферною камерою (а) та його кінцево-елементна осесиметрична модель (б)

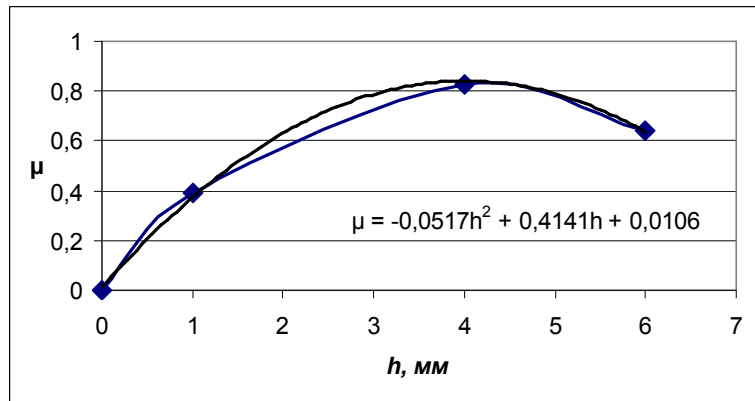
Для можливості розв'язання рівнянь математичної моделі необхідно визначити за допомогою комп'ютерного моделювання руху розчину коефіцієнт витрати клапана як нелінійну величину залежно від висоти підйому тарілки над сідлом. При цьому рух тарілки поза межами демпферної камери можна описати рівняннями математичної моделі, яка враховує сумарну роботу вхідного і вихідного клапанів та найбільш детально описує статичні і динамічні процеси їх роботи [2].

Авторами розроблено комп'ютерну тривимірну параметричну модель клапана з демпферною камерою (для клапанного вузла типу №7 трипоршневого бурового насоса односторонньої дії). Параметрична модель дає можливість зміни висоти підйому тарілки h та геометричних параметрів сідла і тарілки, зокрема зазора демпферної камери.

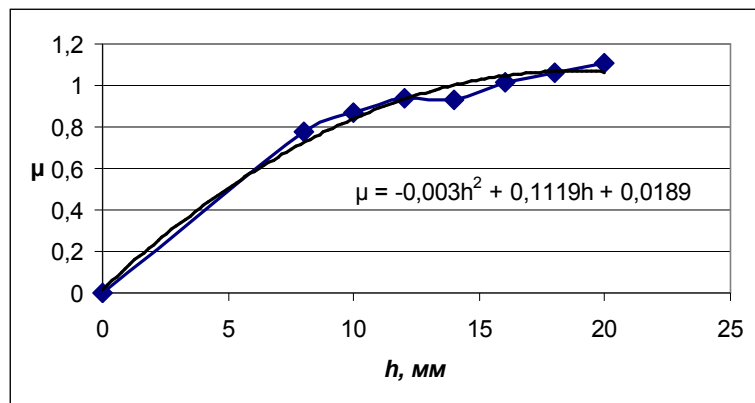
За допомогою програмного комплексу CosmosFlowWorks[®], який реалізує метод кінцевих елементів, для задач гідрогазодинаміки розраховано значення швидкостей потоку і тиску в зоні посадки тарілки (рис. 1). Це дало можливість розрахувати коефіцієнт витрати клапана. Слід зазначити, що розв'язок такої просторової кінцево-елементної задачі з використанням навіть сучасних комп'ютерів займає тривалий час. Враховуючи це, була розроблена швидша для розрахунку осесиметрична кінцево-елементна модель цього клапана в програмному комплексі Ansys[®]. Порівняння результатів розрахунків просторової та осесиметричної задачі дає підстави стверджувати, що хрестовина сідла не має суттєвого впливу на зміну коефіцієнта витрати, тому як робоча прийнята більш швидша для розрахунків осесиметрична модель (рис. 2).



а



б



в

Рисунок 3 – Залежності коефіцієнта витрати μ від величини підйому тарілки над сідлом h верхньої щілини (а), нижньої щілини (б) та клапана загалом (в)

Посадка тарілки моделювалась шляхом задання граничної умови V – швидкості витікання з поверхні посадки, яка відповідає швидкості посадки тарілки. Подача насоса моделювалась за допомогою швидкості V_2 , тиск на виході $p_1=0$ Па.

Ця модель складається з кількох підмоделей, які відповідають певній висоті підйому тарілки h . В кожній підмоделі було визначено коефіцієнт витрати верхньої та нижньої щілини демпферної камери при висоті підйому тарілки до 6 мм (рис. 3 а, б)

$$\mu = \frac{V}{\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}$$

де: V – середня швидкість в щілині;
 ΔP – перепад тисків;
 ρ – густина рідини.

При висоті підйому тарілки понад 8 мм коефіцієнт витрати майже не відрізняється від коефіцієнта витрати стандартного клапана [3] (рис. 3, в). Розраховані коефіцієнти були використані в математичній моделі, яка описує роботу клапана з демпферною камерою.

При відкриванні клапана можливе інтенсивне гідроабразивне спрацювання поверхонь клапана в зоні нижньої щілини (рис. 4), а при закритті – в зоні верхньої і нижньої щілин (рис. 5). Тому ці поверхні слід захистити від зношування, наприклад, шляхом наплавлення на них твердого сплаву. Чим менший розмір щілин демпферної камери, тим більша

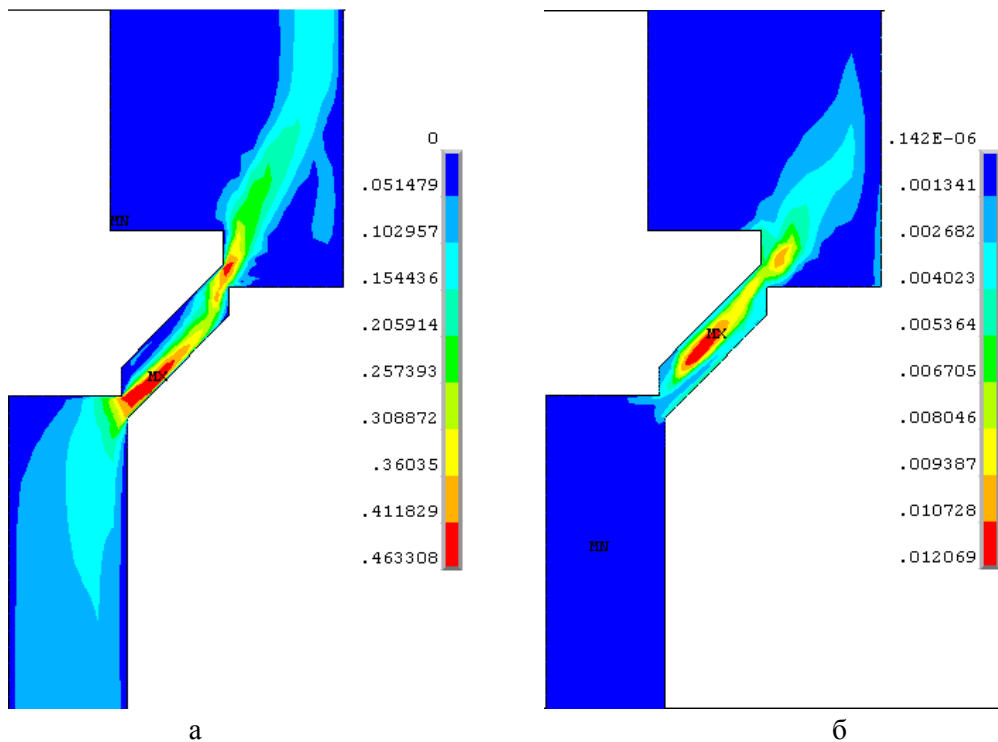


Рисунок 4 – Розподіл швидкостей потоку (а) та кінетичної енергії турбулентності (б) при ході нагнітання ($V_{y2}=0.1$ м/с, $V=0$ м/с, $h=10$ мм)

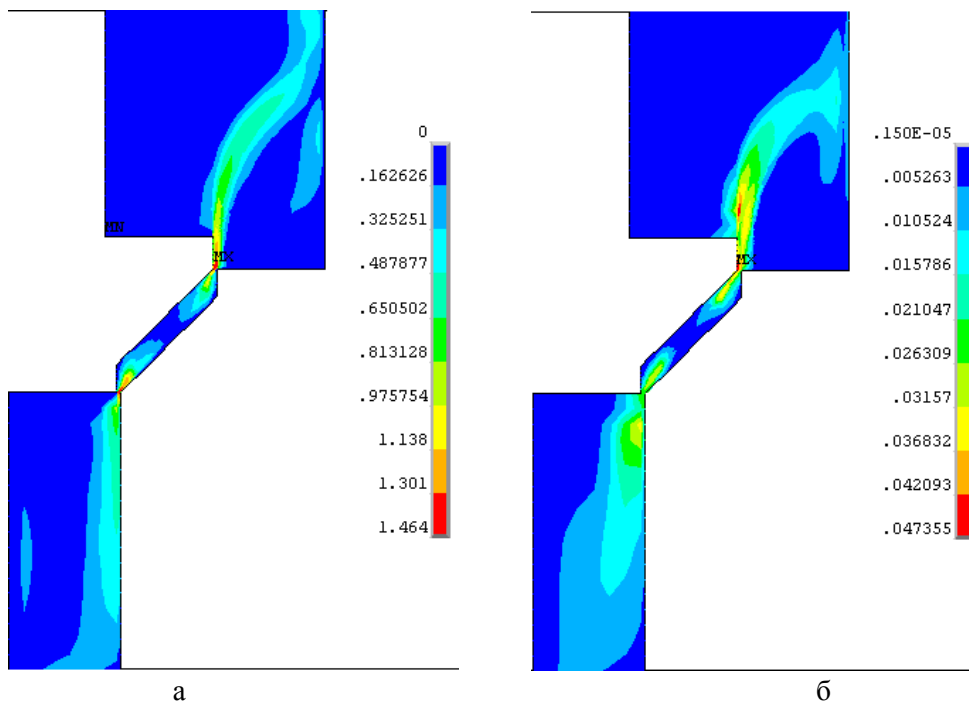


Рисунок 5 – Розподіл швидкостей потоку (а) та кінетичної енергії турбулентності (б) при ході всмоктування ($V_{y2}=-0.1$ м/с, $V=0.14$ м/с, $h=6$ мм)

швидкість потоку в них і тим інтенсивніше гідроабразивне спрацювання їх поверхонь. Тому розміри щілин повинні вибиратись з умови мінімального гідроабразивного спрацювання і неударної швидкості посадки тарілки на сідло. При цьому ефективна робота такого клапана можлива тільки при використанні бурових розчинів з густинами певного діапазону. Як видно

з рисунків, гідроабразивне спрацювання в першу чергу загрожує кутовим поверхням тарілки та сідла, тому їх потрібно виготовляти з певними радіусами заокруглення. При відкриванні клапана в зоні демпферної камери спостерігається суттєве підвищення турбулентності потоку (рис. 4, б), тому в тарілці слід передбачити

конструктивні елементи для забезпечення найсприятливіших умов протікання потоку.

Отримані результати в загальному показують картину швидкостей потоку. Розв'язання рівнянь математичної моделі роботи клапана з демпферною камерою та проведення натурного експерименту дасть змогу задатись більш точними значеннями граничних умов кінцево-елементної моделі та відобразити детальніше процеси, які відбуваються при роботі клапана з демпферною камерою. Це ж дозволить оптимізувати конструкцію клапана з демпферною камерою, вибрати оптимальні розміри щілин демпферної камери та радіуси заокруглень.

кими нафтами. Для таких свердловин значення S_i визначається за формулою [2]

Література

1. Ливак И.Д. Исследование трехпоршневых буровых насосов и усовершенствование конструкций клапанных групп: Дисс. ... канд. техн. наук. – Ивано-Франковск, 1996. – 212 с.

2. Чаплинский С.С. Моделирование работы клапанов трипоршневых буровых насосов для повышения эффективности их проектирования та эксплуатации: Дис... канд. техн. наук. – Ивано-Франківськ, 2004. – 200 с.

3. Ливак И.Д., Одосій З.М., Чаплинский С.С. Экспериментальні дослідження коефіцієнта витрати клапана поршневого насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 3(8). – С. 13-16.

УДК 622.276.53

ДЕФОРМАЦІЯ ШТАНГ І ЗМЕНШЕННЯ ХОДУ ПЛУНЖЕРА У ВИКРИВЛЕНИХ СВЕРДЛОВИНАХ

О.В.Прозур

Прилуцьке НГВУ ВАТ "Чернігівнафтогаз"; 17500, м. Прилуки, вул. Вокзальна, 1, тел./факс (04637) 32198

Определены деформации колонны штанг и потери хода плунжера в искривленных скважинах с учетом сил трения. Установлено влияние угла искривления на потери хода плунжера. Показано, что на потерю хода влияет положение участка искривления в колонне штанг. Рассмотрены колонны штанг с одним и двумя перегибами.

The deformations of a column of bars and loss of a course of the piston in the curved chinks are determined in view of forces of friction. The influence of a corner of a curvature on losses of a course the piston is established. Is shown, that the loss of a course is influenced by a rule of a site of a curvature in a column of bars. The trunks of bars with one and two excesses are considered.

Одним з важливих параметрів, який визначає продуктивність штангової глибинно-насосної установки, є довжина ходу плунжера занурювального насоса [1, 2]. Як засвідчують дослідження виконанні експериментальним [3] і теоретичним [4, 5] методами, довжина ходу плунжера відрізняється від довжини ходу точки підвісу штанг. Це пояснюється пружними деформаціями колони штанг під дією прикладених статичних і динамічних сил.

Дійсний хід плунжера з врахуванням деформацій має значення [2]

$$S_{nl} = S + S_i - \Delta S,$$

де: S – довжина ходу точки підвісу штанг; S_i – збільшення довжини ходу плунжера за рахунок динамічних сил; ΔS – сумарна втрата ходу плунжера викликана деформацією штанг і насосно-компресорних труб під дією статичних сил.

Збільшення довжини ходу S_i плунжера викликане сумісною дією вимушених і власних коливань колони штанг під впливом періодичного руху точки підвісу штанг. Ця складова має достатній вплив на роботу занурювального насоса у вертикальних свердловинах з малов'яз-

$$S_i = \frac{SL^2 n^2}{4,44 \cdot 10^9}.$$

У викривлених свердловинах, де має місце значне тертя і використовують невелику частоту n коливань точки підвісу штанг, динамічною складовою S_i ходу плунжера можна знехтувати. У цьому випадку довжина ходу плунжера становить

$$S_{nl} = S - \Delta S.$$

Метою цієї роботи є визначення втрати ходу ΔS плунжера під дією статичних сил для викривлених свердловин.

Колона штанг розглядається як довгий пружний стержень, який під дією поздовжніх сил набуває деформації розтягу по всій довжині при русі вгору і на окремих ділянках деформації розтягу і стиску при русі вниз.

Загальна деформація колони штанг у викривленій свердловині становить:

при русі вгору

$$\lambda_B = \lambda_{BT}^B + \lambda_{KP}^B + \lambda_{II}^B;$$

при русі вниз