

де: α – коефіцієнт тепловіддачі газу до внутрішньої стінки труби;

$\delta_i, \lambda_i^{(i)}$ – товщина і коефіцієнт теплопровідності i -го шару ізоляції;

N – кількість ізоляційних шарів ($i=1$ відповідає стінці труби);

λ_i – коефіцієнт теплопровідності гірської породи;

T, T_c – температури ґрунту і газу в трубопроводі;

r_c – зовнішній радіус трубопроводу.

Отримана умова теплообміну (12) цілком підходить і для цієї задачі. Порівняння умов теплообміну (12) і (13) показує, що в умові (13)

відсутній доданок з похідною $\frac{\partial T}{\partial \tau}$. Умови (12) і

(13) співпадуть, якщо $\frac{\partial T}{\partial \tau}$ при $r=r_2$ дорівнюватиме 0.

Перспективними є порівняння температурних полів в ґрунті, знайдених за однією і другою умовою, а також температурного поля для тришарового тіла (труба-ізоляція-ґрунт) з метою встановлення, яка з умов теплообміну (12) чи (13) дає більш точне значення температурного поля в ґрунті.

Література

1 Подстригач Я.С., Чернуха Ю.А., Войтович Н.И. Условия теплообмена на подкрепленном крае оболочки // Докл. АН УССР. – сер. А, 1975, 5. – С. 429-433.

2 Подстригач Я.С., Чернуха Ю.А., Войтович Н.И. Температурные поля криволинейных стержней и подкрепленных оболочек // Математические методы и физико-механические поля. – 1976. – №3. – С. 15-20.

3 Коляно Ю.М., Кулик А.Н., Стоцкий Ф.И. Температурное поле круглой пластинки // Известия вузов. – М.: Машиностроение, 1975. – С. 85-95.

4 Подстригач Я.С., Ломакин В.А., Коляно Ю.М. Термоупругость тел неоднородной структуры. – М.: Наука, 1984. – 368 с.

5 Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. – М.: Мир, 1964 – 517 с.

6 Васильев О.Ф., Бондарев Э.А., Воеводин А.Ф., Каниболотский М.А. Неизотермическое течение газа в трубах / Под ред. Васильева О.Ф. – Новосибирск: Наука, 1978. – 128 с.

7 Лурье А.И. Пространственные задачи теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1955.

УДК 622.242.6

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ КОРПУСА ПНЕВМОГІДРОКОМПЕНСАТОРА БУРОВОГО НАСОСА

Л.Є.Шкіца, В.І.Лівак, І.Д.Лівак, М.М.Лях

ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 45369

e-mail: lyva@bigmir.net

Проведен анализ объемного напряженного состояния корпуса пневмогидрокомпенсатора бурового насоса при испытательном давлении методом тетраэдральных конечных элементов. Определены эквивалентные напряжения в корпусе и распределение коэффициента запаса прочности по телу корпуса. Выявлены прочностные характеристики в зонах глухих отверстий под шпильки крепления.

Ефективне буріння нафтових і газових свердловин можливе за умови якісного промивання свердловин за допомогою сучасних циркуляційних систем. Рух промивальної рідини в циркуляційній системі забезпечують бурові насоси. Це переважно насоси двопоршневі двосторонньої дії, або сучасніші – трипоршневі односторонньої дії. Утім конструкція приводної частини цих насосів з кривошипно-шатунним механізмом перетворення обертового руху трансмісійного і корінного валів у нерівномірний зворотньо-поступальний рух поршнів є джерелом нерівномірності руху промивальної рідини. А періодична нерівномірна подача рідини призводить, з одного боку, до небажаних явищ

The analysis of the by volume tense state of corps of pneumatic hydraulic compensator boring pump is conducted at proof-of-concept pressure by the method of tetrahedral eventual elements. Equivalent tensions are certain in a corps and distributing of coefficient of margin of safety on the body of corps. Straining descriptions are exposed in the areas of the deaf openings under the hairpins of fastening.

в процесі буріння – вібрації колони бурильних труб, нерівномірності обертання ротора турбобура і долота на вибої свердловини, обвалу нестійких стінок свердловини та інших ускладнень, а з іншого – до передчасного виходу з ладу вузлів і деталей самого бурового насоса. Тому бурові насоси комплектуються спеціальними компенсаторами нерівномірності подачі, які при усталеному режимі роботи насоса змінюють нерівномірний рух рідини у потік з меншою нерівномірністю, стабілізують тиск на виході насоса і вирівнюють навантаження на його вузли і деталі. Зазначимо, що використання компенсаторів для стабілізації потоку рідини є обов'язковим не тільки для насосів двопорш-

невих двосторонньої дії, але й для трипоршне-вих односторонньої дії, зважаючи на те, що ці насоси, як і двопоршневі, хоч і значно меншою мірою, але генерують нерівномірний потік, параметри якого також повинні бути стабілізовані для забезпечення нормальної і безпечної роботи бурової установки.

Серед різноманітних конструкцій компенсаторів, які використовувались для комплектації різних типів бурових насосів, найпоширенішою і досить ефективною в роботі на даний час є конструкція діафрагмового пневмогідрокомпенсатора, у якому газова і рідинна камери розділені еластичною діафрагмою (рис. 1, а). З огляду на те, що ефективність роботи компенсатора оцінюється нерівномірністю тиску на виході з нього і залежить від об'єму газової камери, майже всі розрахунки пневмогідрокомпенсатора зводяться до визначення його об'єму. Але аналізу напруженого стану з метою обґрунтування вибору раціональної форми і конструктивного виконання корпусу – базової деталі пневмогідрокомпенсатора, у якому міститься розрахований об'єм – не приділялося належної уваги. Очевидно, це було пов'язано з відсутністю надійних методів розрахунку товстостінних посудин складної геометричної конфігурації, яким є корпус пневмогідрокомпенсатора.

Проте, як відомо, в наш час існують розроблені новітні системи автоматизованого проектування, які за допомогою сучасних програмних продуктів дозволяють розв'язувати такі задачі, давати оцінку напруженого стану і вносити конструктивні зміни у виріб.

В даній роботі, зроблено спробу отримання позитивних результатів у вирішенні задачі розрахунку реальної конструкції корпусу пневмогідрокомпенсатора на міцність і аналізу його напруженого стану засобами сучасних комп'ютерних технологій. Для цього було створено твердотільну тривимірну параметричну модель корпусу у програмному середовищі Solid Works і розраховано за допомогою програми COSMOS Works (підсистеми Solid Works) з використанням методу кінцевих елементів.

Згідно [1], товстостінна сферична посудина, навантажена внутрішнім тиском, в точках, розміщених на зовнішній поверхні сфери, зазнає рівномірного плоского розтягу ($\sigma_\varphi = \sigma_\psi$, рис. 1, б). Проте, як відомо, найбільші напруження виникають на внутрішній поверхні і має місце об'ємний напружений стан. При цьому радіальні напруження:

$$\sigma_r = -p, \quad (1)$$

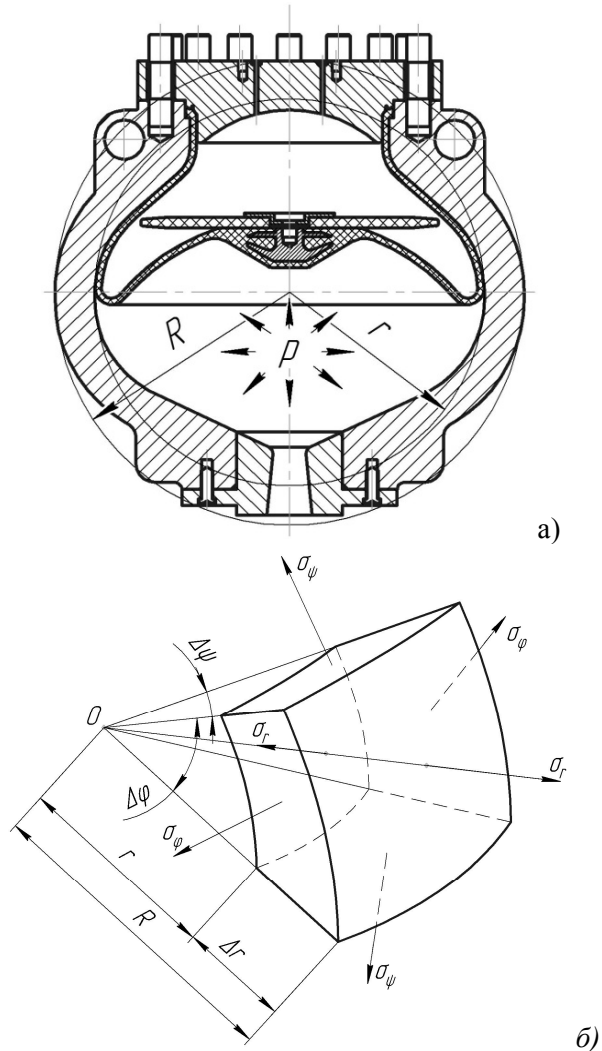
де p – тиск рідини в пневмогідрокомпенсаторі.

Вважаючи корпус пневмогідрокомпенсатора закритою сферичною посудиною з внутрішнім радіусом r , і товщиною стінки $\Delta r = R - r$, традиційно, напруження σ в стінці корпусу при перевірочному розрахунку на міцність визначають методом опору матеріалів за формулою [2]

$$\sigma = \frac{3R^3}{2(R^3 - r^3)} p_B, \quad (2)$$

де: p_B – випробувальний тиск, $p_B = 1,5 p_{роб}$; $p_{роб}$ – максимальний робочий тиск за паспортною характеристикою пневмогідрокомпенсатора.

На рис. 1 зображено розрахункову схему реального корпусу пневмогідрокомпенсатора бурового насоса УНБТ-950 з нанесеними розмірами ідеалізованого (сферичного) корпусу з внутрішнім тиском.

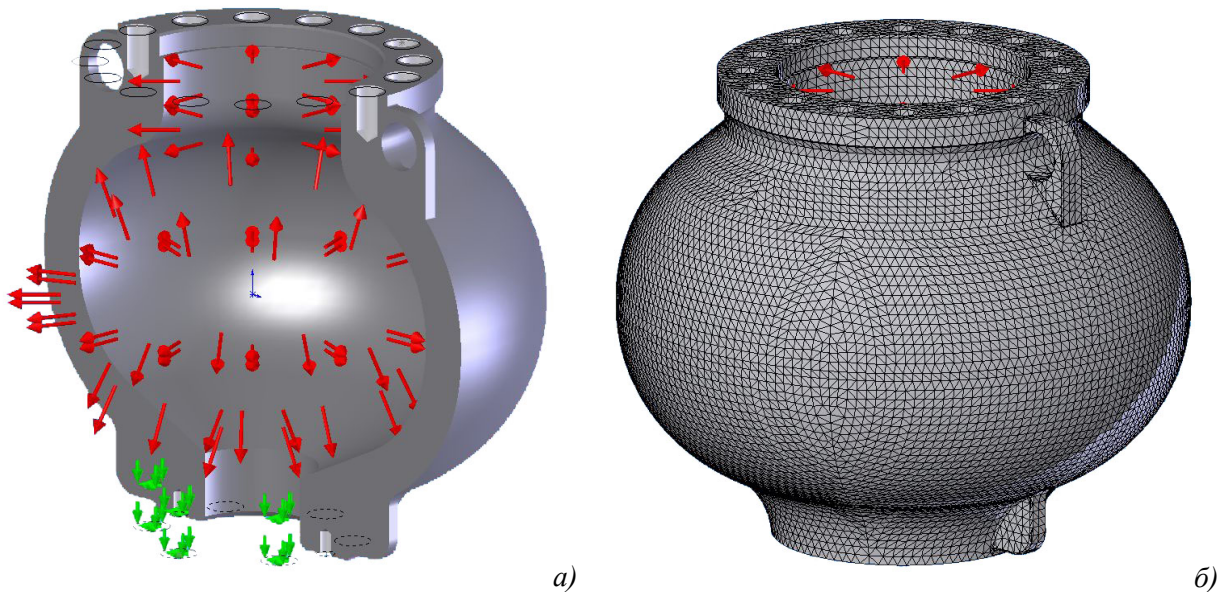


а – пневмогідрокомпенсатор; б – схема рівноваги кінцевого сферичного елемента

Рисунок 1 – Розрахункова схема корпусу

Практичний інтерес представляє визначення еквівалентних напружень і коефіцієнтів запасу міцності як для ідеального, так і для реального корпусу і порівняння отриманих результатів. Оскільки реальна конструкція корпусу є об'єктом складної просторової конфігурації, то традиційний метод не забезпечить надійних результатів розрахунку.

Альтернативним методом розрахунку еквівалентних напружень, що виникають в корпусі, може бути метод кінцевих елементів, який набув широкого застосування в техніці. Таким методом, крім розрахунку напружень та переміщень, які виникають при робочому наванта-



а – геометрична модель корпусу та прикладені навантаження і закріплення;
б – розбиття геометричної моделі на сітку кінцевих елементів

Рисунок 2 – Корпус пневмогідрокомпенсатора

женні, можна отримати розподіл коефіцієнта запасу міцності по тілу корпусу. Для цього створюється тривимірна модель, яка може бути передана у будь-яку розрахункову програму для аналізу характеристик міцності або інших властивостей [3].

Для попередньої оцінки достовірності результатів було створено модель у вигляді кулі радіусами R і r відповідно 355 мм і 295 мм – розмірами реального корпусу по найбільшим горизонтальним перерізом. Геометричну модель досліджуваної кулі було розбито на сітку кінцевих елементів з прикладанням навантаження та обмежень. За таких розмірів, максимальні еквівалентні напруження мають місце на внутрішній поверхні і за критерієм Von Mises становлять $\approx 1,8 \cdot 10^8$ н/м². Розрахунок же за формулою (2) дає напруження $\approx 1,7 \cdot 10^8$ н/м². Отже, відносна похибка складає близько 5%, що свідчить про задовільні отримані результати на моделі і надає впевненості щодо можливості подальшого аналогічного моделювання уже натурального зразка корпусу.

На рис. 2 зображено геометричну модель досліджуваного натурального корпусу теж розбитого на сітку кінцевих елементів з прикладанням навантаження та обмежень. Закріплення задавалося по шпильках кріплення корпусу до фланця вихідного колектора насоса, а по внутрішній поверхні корпусу прикладався тиск випробування. Сітка кінцевих елементів створена автоматично з елементів тетраедральної форми заданого розміру.

Отримані еквівалентні напруження за критерієм Von Mises та розподіл коефіцієнта запасу міцності для реального корпусу зображені відповідно на рис. 3 і рис. 4. В результаті досліджень виявлено, що по тілу найбільшого радіуса еквівалентні напруження складають $1,67 \cdot 10^8$ Н/м².

Отримані результати, як і у випадку моделі з кулі, добре узгоджуються з традиційним аналітичним методом розрахунку корпусу такого ж радіусу і задовольняють умовам міцності. Виявлено також місце і величину максимального еквівалентного напруження за критерієм von Mises і мінімальний коефіцієнт запасу міцності за критерієм FOS. Так, величина максимального еквівалентного напруження має місце на шпильках кріплення корпусу до фланця вихідного колектора насоса і складає $8,533 \cdot 10^8$ Н/м², а мінімальний коефіцієнт запасу міцності 1,766 – у верхній частині корпусу в глухих отворах під шпильки, ближче до внутрішньої стінки (див. рис. 3, 4).

Отже, аналіз отриманих результатів, підтверджується можливість використання створеної моделі для дослідження реального корпусу компенсатора з метою удосконалення його конструкції, а також дослідження можливих інших варіантів виконання, наприклад, видовженої чи еліптичної форми. За допомогою моделі можна також враховувати вплив різних перехідних зон, форми та розмірів фланців кріплення, вплив кришки корпусу, кількості шпильок кріплення, діаметра та глибини нарізки глухих отворів під шпильки тощо.

Література

- 1 Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1973. – 560 с.
- 2 Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение, 1971. – 256 с.
- 3 Куприков М.Ю., Гагасов Д.А., Аведьян А.Б. Твердотельное моделирование в курсе инженерная графика: Учебное пособие для вузов. – М.: МАИ, 2000. – 48 с.

Имя модели: Rpzrah
Имя упражнения: Study 1
Тип элюры: Статический узловое усилие Построение1
Справочная геометрия: Right Plane

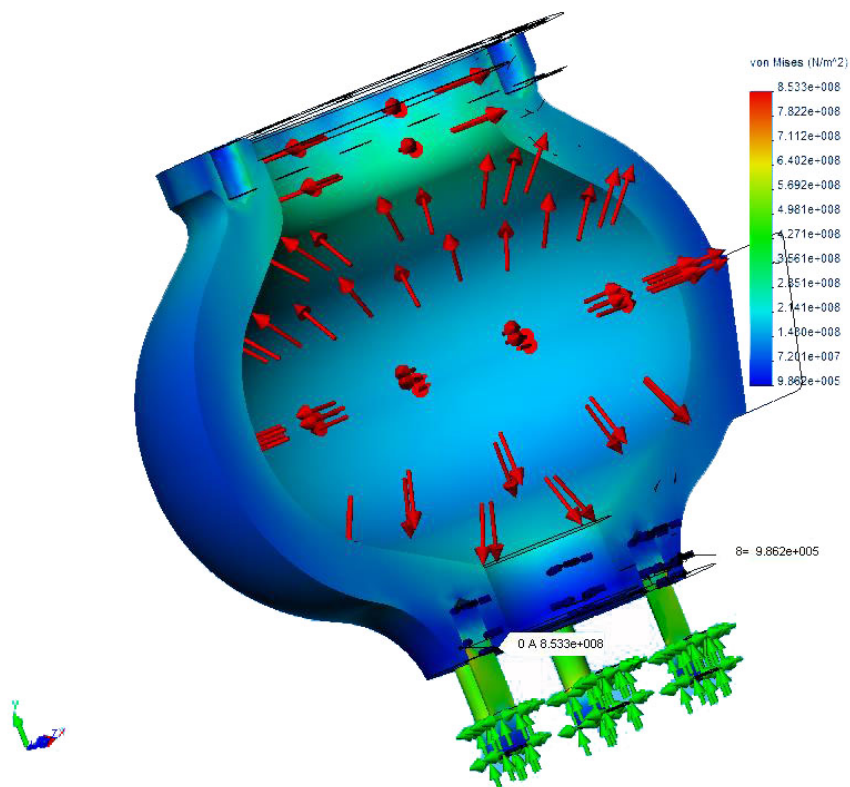


Рисунок 3 – Розподіл еквівалентних напружень в тілі корпусу та шпильках

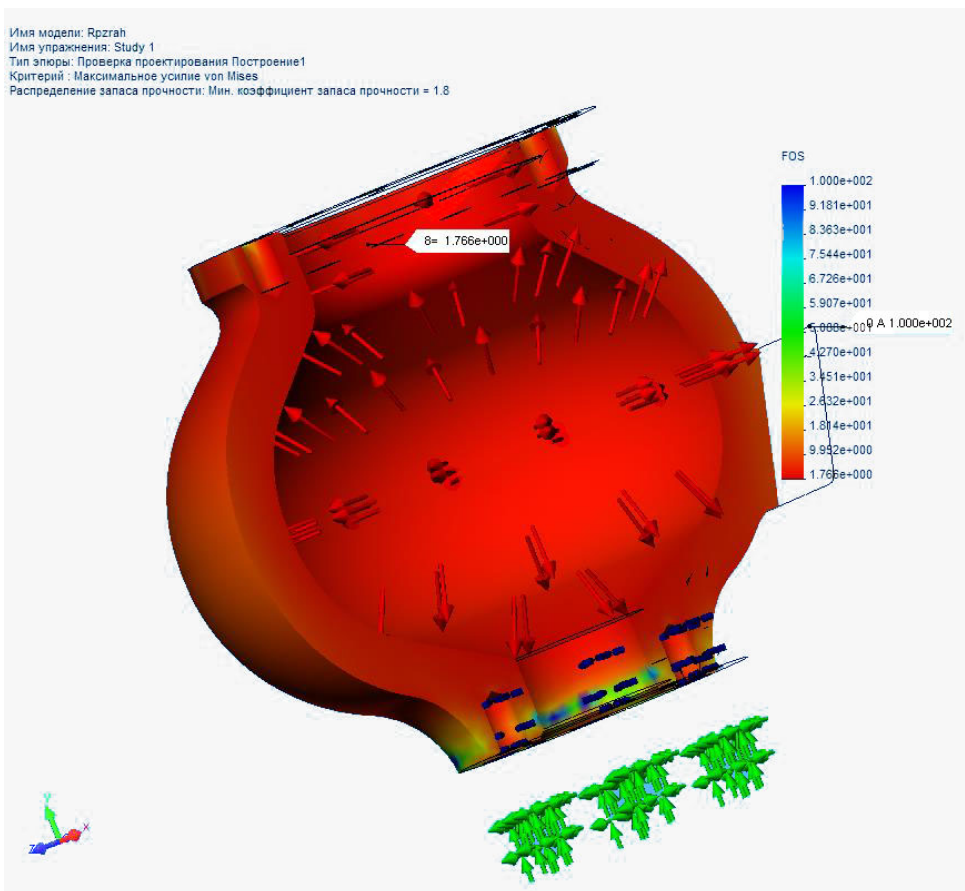


Рисунок 4 – Розподіл коефіцієнта запасу міцності в тілі корпусу