

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛАСТИЧНОГО СИЛЬФОННОГО КОМПЕНСАТОРА

І. І. Шостаківський, М. М. Лях, Р. О. Дейнега, В. В. Михайлюк, В. Р. Процюк

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. +380677785862,
e-mail: shostakivsky@gmail.com

Під час роботи обладнання на нього діють різноманітні навантаження, що спричиняють вихід з ладу його окремих елементів. Для подовження терміну експлуатації таких елементів застосовують різні конструкції компенсаторів, які дають змогу зменшити вплив навантажень. Найпоширенішими компенсаторами є сильфонні компенсатори, основною частиною яких є пружна гофрована оболонка, що має здатність розтягуватися, стискатися або згинатися під дією навантажень. Варта зазначити, що сильфони можуть бути виготовлені з різних матеріалів: сталі, гуми, пластиків тощо. Оскільки сильфони можна використовувати і для компенсації тисків рідин та газів, то його доцільно застосовувати у нафтогазовому обладнанні, а саме, для редукторів верстатів-качалок. Це дозволить запобігти потраплянню всередину редуктора вологого повітря та засмічуючих речовин, які зменшують термін його експлуатації. У статті проводиться дослідження еластичного сильфонного компенсатора з метою визначення зміни внутрішнього об'єму сильфона від дії на його внутрішню поверхню тиску від 0,01 до 0,4 атм та різних його діаметрів (80, 100, 120 та 140 мм). За допомогою імітаційного моделювання визначено напружено-деформований стан сильфонного компенсатора та встановлено, що максимальні величини напружень, які виникають у ньому при дії максимального тиску, знаходяться у допустимих межах. Також встановлено, що збільшення діаметра сильфона при постійному тиску та товщині його стінки призводить до виникнення у ньому величин напружень, які є більшими допустимих для застосовуваного матеріалу. Тому збільшувати об'єм сильфона за рахунок збільшення його діаметру є недоцільно. За результатами імітаційного моделювання побудовані графічні залежності зміни внутрішнього об'єму від тиску, що діє на його внутрішню поверхню із врахуванням різних діаметрів сильфона.

Ключові слова: верстат-качалка, редуктор, сильфон, об'єм, імітаційне моделювання, напружено-деформований стан.

During the operation of equipment, it is subject to various loads that cause the failure of its individual components. To extend the service life of such elements, various compensator designs are used to reduce the impact of loads. The most common expansion joints are bellows expansion joints, the main part of which is an elastic corrugated shell that can stretch, compress or bend under the influence of loads. It is worth noting that bellows can be made of various materials: steel, rubber, plastics, etc. Since bellows can also be used to compensate for the pressures of liquids and gases, it is advisable to use them in oil and gas equipment, namely, for the gearboxes of rocking machines. This will prevent moist air and contaminants from entering the gearbox and reducing its service life. The paper investigates an elastic bellows compensator to determine the change in the internal volume of the bellows from the action of a pressure of 0.01 to 0.4 atm on its internal surface and its different diameters (80, 100, 120, and 140 mm). Using simulation modeling, the stress-strain state of the bellows compensator was determined and it was found that the maximum stresses arising in it under the action of the maximum pressure are within the permissible limits. It was also found that an increase in the diameter of the bellows at constant pressure and its wall thickness leads to stresses in it that are greater than those permissible for the material used. Therefore, it is inappropriate to increase the volume of the bellows by increasing its diameter. Based on the results of simulation modeling, graphical dependences of the change in the internal volume on the pressure acting on its internal surface were constructed, taking into account different bellows diameters.

Key words: rocking machine, reducer, bellows, volume, simulation modeling, stress-strain state.

Вступ

Для забезпечення захисту обладнання (трубопроводів, резервуарів, редукторів тощо) від дії вібрацій, гідроударів, перепадів тиску, зміни температури застосовують компенсатори. Вони мають малі габаритні розміри, за рахунок чого можуть встановлюватися в будь-якому місці обладнання. До одних із видів компенса-

торів належать компенсатори сильфонного типу, які здатні працювати у найважчих умовах за температур робочого середовища від «абсолютного нуля» до 1000 °С та робочих тисків від вакууму до 10 МПа [1].

Основною частиною сильфонного компенсатора є сильфон – пружна гофрована оболонка, що має здатність розтягуватися, стискатися

або згинатися під дією перепадів температур, тисків, механічних навантажень тощо.

Компенсатори можуть бути виготовлені з різноманітних матеріалів, таких як сталь, гума, пластик тощо. Щодо сифонів компенсаторів, які виготовлені з одного або декількох шарів нержавіючої сталі, то кількість і товщина витків залежать від характеру і типу деформацій, які необхідно компенсувати, а також від величини внутрішнього тиску. Термін експлуатації компенсатора безпосередньо залежить від товщини використовуваного матеріалу – чим товстіший матеріал, тим менший термін експлуатації [1].

Аналіз закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій

У статті основна увага приділена дослідженню еластичного сифонного компенсатора, призначеного для обмеження проникнення зовнішнього забрудненого вологого повітря всередину механічного редуктора.

Редуктори верстатів-качалок під час експлуатації зазнають інтенсивного впливу зовнішнього середовища [2, 3]. Одним із наслідків такого впливу є поступове накопичення в них води та інших засмічуючих речовин в різних формах: розчинених у вигляді емульсії або у вільному стані. Присутність води не лише інтенсифікує процес старіння оливи, але й спричиняє пошкодження та руйнування поверхонь пар тертя [4, 5].

За наявності води у нафтопродуктах підвищуються їх в'язкість та температура кристалізації і, як наслідок, погіршуються їх прокачуваність та фільтрованість за низьких температур. Також наявність води провокує і активізує гідроліз присадок, ерозійну і корозійну активність, посилює накопичення забруднень і, відповідно, значно погіршує експлуатаційні властивості мастильних оливи. Слід зауважити, що вода не збільшує кількість забруднень, а лише інтенсифікує процес коагуляції диспергованих домішок і випадіння їх в осад. У практиці використання мастильних матеріалів часто зустрічаються випадки, коли вода знаходиться у стані дрібнодисперсної емульсії. Встановлено, що утворення стійких емульсій може також провокувати додаткові вібрації валів редукторів [4, 5].

Одним з найефективніших інженерних рішень щодо запобігання обводненню оливи є відмежування повітряної камери редуктора або резервуара від атмосферного повітря застосуванням компенсаторів.

Мета роботи полягає визначенні внутрішнього об'єму еластичного сифону системи зрівноваження тиску редуктора штангової свердловинної насосної установки залежно від величини тиску, що діє на його внутрішню поверхню з використанням інструментів програми SolidWorks Simulation.

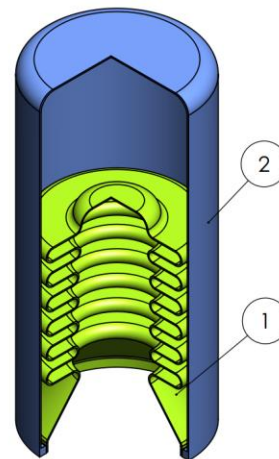
Для досягнення мети необхідно:

- розробити тривимірну модель сифонного компенсатора;
- встановити за допомогою імітаційного моделювання напружено-деформований стан сифона від дії тиску на його внутрішню поверхню;
- визначити за допомогою імітаційного моделювання внутрішній об'єм сифона при його видовженні від дії тиску на внутрішню поверхню та побудувати відповідні графічні залежності.

Викладення основного матеріалу

Проаналізувавши методи наукових досліджень [6], що можуть бути застосовані для дослідження сифону, встановлено, що для нашого випадку найкраще застосовувати комп'ютерне моделювання на основі методу скінченних елементів [7].

Для дослідження конструкції сифонного компенсатора за допомогою програми Simulation спочатку побудовано його тривимірну модель в програмі SolidWorks (рис. 1).



1 – еластичний сифон; 2 – корпус

Рисунок 1 – Сифонний компенсатор

Основним робочим елементом компенсатора є еластичний сифон, який може бути виготовлений із різноманітних матеріалів, таких як гума, пластики тощо. Механічні властивості цих матеріалів істотно відрізняються від механічних властивостей металевих матеріалів, оскільки вони мають велику пружність, є нестисливими, в'язкопружними тощо. Такі мате-

ріали класифікуються як гіперпружні. Для опису поведінки цих гіперпружних матеріалів існує багато моделей: Neo-Hookean, Mooney-Rivlin, Odgen, Arruda-Boyce, Gent, Yeoh, Blatz-Ko тощо. Сьогодні ці моделі широко застосовуються у програмних продуктах, що базуються на методі скінченних елементів під час імітаційного моделювання гумових виробів (наприклад, ущільнень, мембран тощо).

Для дослідження еластичного сільфону застосована гіперпружна модель Mooney-Rivlin, названа на честь двох фізиків М. Муні та Р. С. Рівліна. Як і в інших гіперпружних моделях, тут використовується енергія пружної деформації для характеристики механічних властивостей. Модель Mooney-Rivlin базується на порядку рівня.

Існує чотири типи моделей Mooney-Rivlin: двопараметрична, трипараметрична, п'ятипараметрична та дев'ятипараметрична. При дослідженні сільфону використовується двопараметрична модель поведінки матеріалу Mooney-Rivlin.

Форма потенціалу енергії деформації для двопараметричної моделі Mooney-Rivlin має вигляд:

$$W = c_{10}(\bar{I}_1 - 3) + c_{01}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2.$$

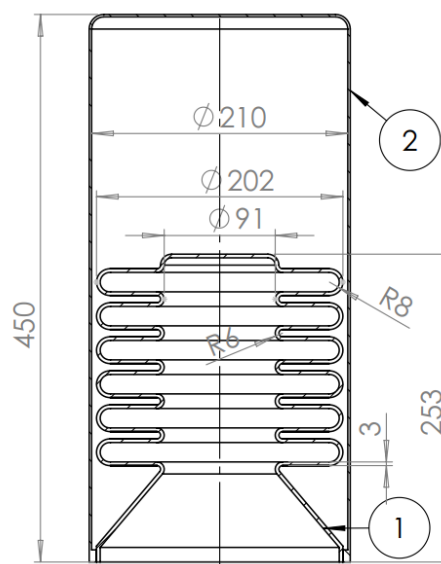
Загалом модель Mooney-Rivlin отримала широке визнання та застосування. Особливо в застосуванні з малими та середніми деформаціями (0 ~ 100 % розтягу та 30 % стиску) Mooney-Rivlin може точно описати механічну поведінку гумових матеріалів.

Mooney-Rivlin також має деякі обмеження: не можна застосовувати при деформації, що перевищує 150 %; не підходить для аналізу гіперпружних матеріалів, таких як піна; результати розрахунку будуть невірними, якщо деформація/напруження виходить за межі діапазону вхідних експериментальних даних.

Тривимірна модель сільфонного компенсатора має геометричні параметри, які показані на рисунку 2. Оскільки деталі тривимірної моделі сільфону утворені як обертання замкнутого профілю навколо осі, то його імітаційне моделювання доцільно проводити у осесиметричній постановці.

Алгоритм імітаційного моделювання при використанні осесиметричної моделі сільфону наведено на рисунку 3.

Визначення зміни об'єму сільфону від дії на його внутрішню поверхню тиску розділено на два етапи: визначення видовження сільфону від дії тиску; визначення об'єму сільфону від його видовження.



1 – еластична манжета; 2 – корпус
Рисунок 2 – Геометричні параметри сільфону



Рисунок 3 – Алгоритм імітаційного моделювання при використанні осесиметричної моделі сільфону

Вихідними даними, що використані для імітаційного моделювання, прийнято геометричні розміри сільфону та зміну тиску від -0,001 МПа до 0,04 МПа. Як матеріал сільфону для імітаційного моделювання прийнято гуму.

Для проведення автоматизованого розрахунку використано інструмент програми SolidWorks Simulation – "Дослідження проектування". Завдяки цьому інструменту можна швидко проводити імітаційне моделювання та отримувати результати на різних кроках змінних параметрів.

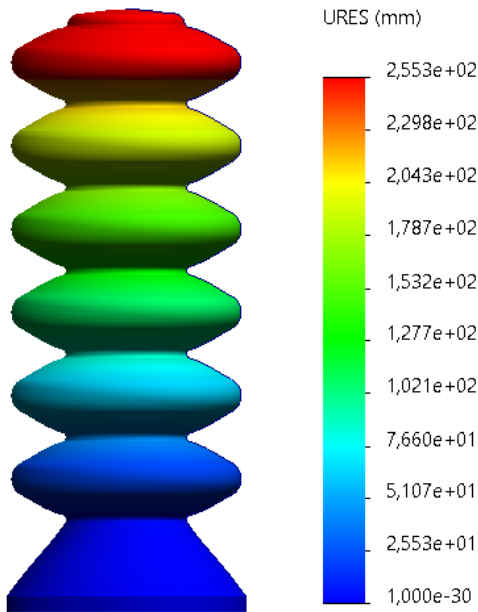


Рисунок 4 – Розподіл переміщень

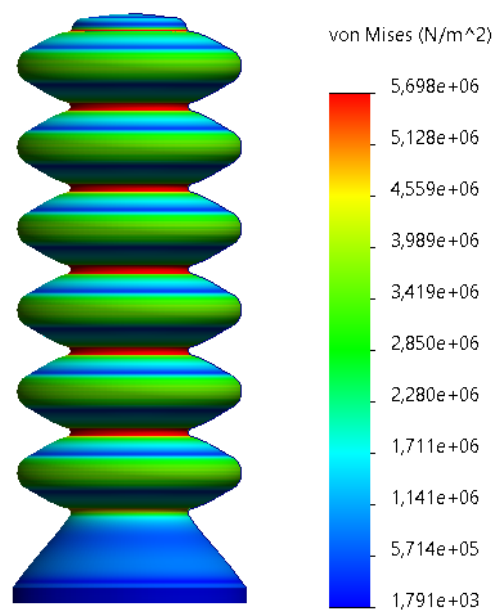


Рисунок 5 – Розподіл еквівалентних напружень

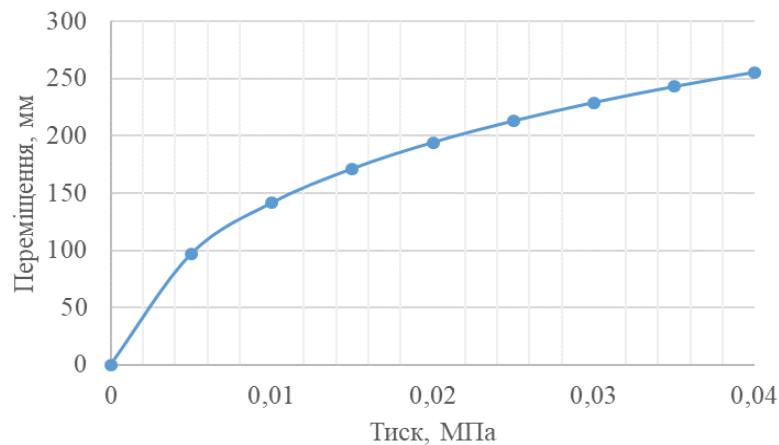


Рисунок 6 – Переміщення верхньої точки сільфона від дії тиску на його внутрішню поверхню

На рисунку 4 наведено розподіл переміщень (вздовж осі Y) у моделі сільфона, а на рисунку 5 – розподіл еквівалентних напружень при дії тиску на його внутрішню поверхню величиною 0,04 МПа.

Щодо величин напружень, що виникають у сільфоні, то їх максимальні значення не перевищують допустимих для матеріалу (гума) значень.

На рисунку 6 показано залежність переміщення верхньої точки сільфона від дії тиску на його внутрішню поверхню.

Далі наведено деякі особливості пропонованого алгоритму імітаційного моделювання.

Спочатку будуємо ескіз сільфона. Варта зауважити, що при створенні ескізу у програмі SolidWorks застосовано "взаємозв'язки". Це

дало змогу, змінюючи тільки один розмір – висоту сільфона (250 мм), змінювати всі інші розміри елементів сільфона. На рисунку 7 та 8 показано ескізи сільфона для різних його висот: 250 та 310 мм відповідно.

Далі, застосувавши інструмент "Дослідження проектування" та вибравши вищезгаданий розмір за змінну, значення якого може бути від 180 мм до 500 мм, визначено величину внутрішнього об'єму сільфона із кроком змінної 10 мм.

Залежність зміни висоти сільфона від його внутрішнього об'єму наведена на рисунку 9.

Для зручності залежності, що подані на рисунках 7 та 10, зведено до залежності, яка подана на рисунку 10.

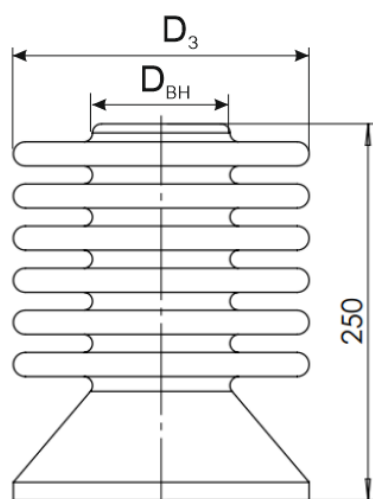


Рисунок 7 – Ескіз сільфона для висоти сільфона 250 мм

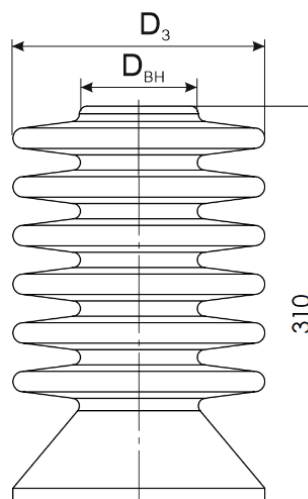


Рисунок 8 – Ескізи сільфона для висоти сільфона 310 мм

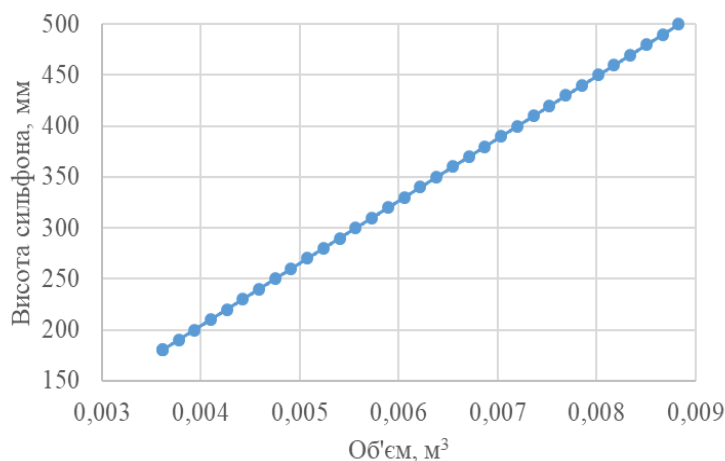


Рисунок 9 – Залежність зміни висоти сільфона від його внутрішнього об'єму

Отже, відповідно до рисунку 10 внутрішній об'єм сільфона збільшується від величини тиску, що діє на його внутрішню поверхню описано поліноміальною залежністю третього порядку:

$$y = 121,61x^3 - 10,208x^2 + 0,3186x + 0,0047.$$

Оскільки габаритні розміри сільфонного компенсатора обмежені (зовнішній діаметр D_3 незмінний), то проведено його імітаційне моделювання при зміні тиску від 0,01 до 0,04 МПа та зміні внутрішнього діаметра $D_{ВН}$ сільфона від 80 до 140 мм (рис. 7). Отримані результати наведені на рисунках 11-14.

Як видно з рисунку 11, із збільшенням внутрішнього діаметра сільфона зменшуються його переміщення (видовження). Це, у свою чергу, призводить до збільшення еквівалентних напружень, які виникають у сільфоні, що підт-

верджується графічними залежностями, наведеними на рисунку 12.

На рисунку 13 наведено залежність зміни висоти сільфона від його внутрішнього об'єму для різних внутрішніх діаметрів.

На рисунку 14 показано залежність внутрішнього об'єму сільфона від тиску, що діє на внутрішню поверхню для різних його внутрішніх діаметрів.

Як видно з рисунку 12, за умови однакових робочих тисків у компенсаторі більшим значенням внутрішніх діаметрів сільфона відповідають більші значення еквівалентних напружень. Тому цілком логічним є те, що збільшення об'єму сільфона виключно за рахунок збільшення внутрішнього діаметра не завжди є доцільним, оскільки при цьому збільшуватимуться напруження у стінках сільфону, а це, в свою чергу, зменшуватиме термін його експлуатації.

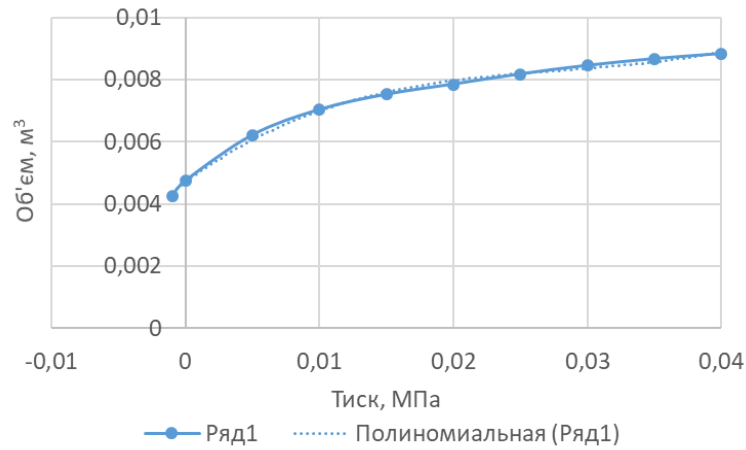


Рисунок 10 – Залежність внутрішнього об'єму сільфона від тиску, що діє на його внутрішню поверхню

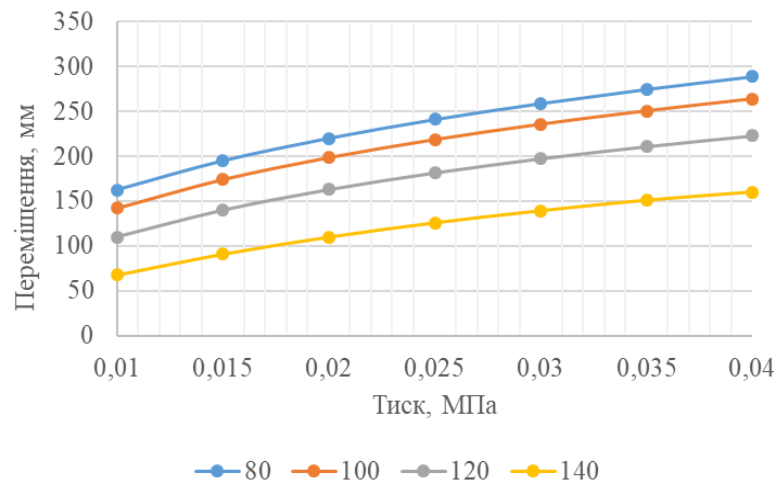


Рисунок 11 – Переміщення верхньої точки сільфона від дії тиску на його внутрішню поверхню для різних його внутрішніх діаметрів

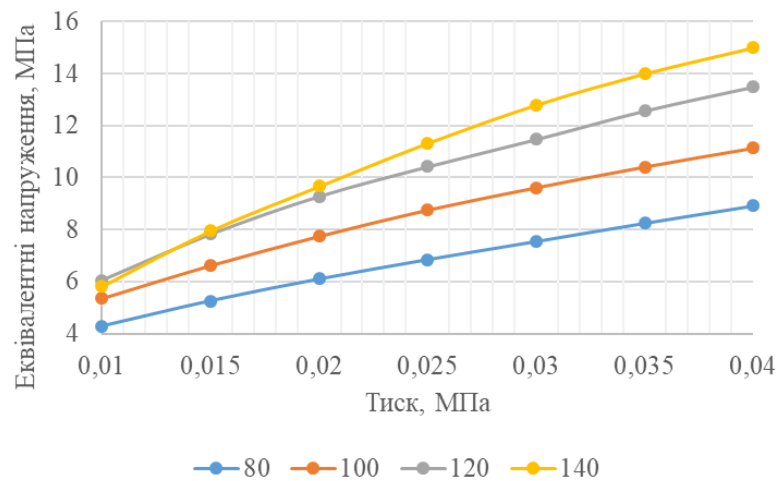


Рисунок 12 – Максимальні еквівалентні напруження, які виникають у сільфоні від дії тиску на його внутрішню поверхню для різних його внутрішніх діаметрів

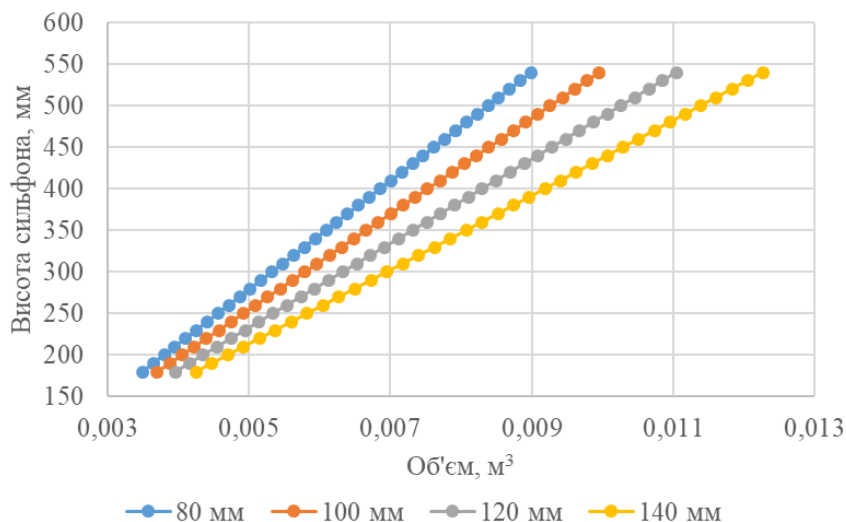


Рисунок 13 – Залежність зміни висоти сільфона від його внутрішнього об'єму для різних внутрішніх діаметрів

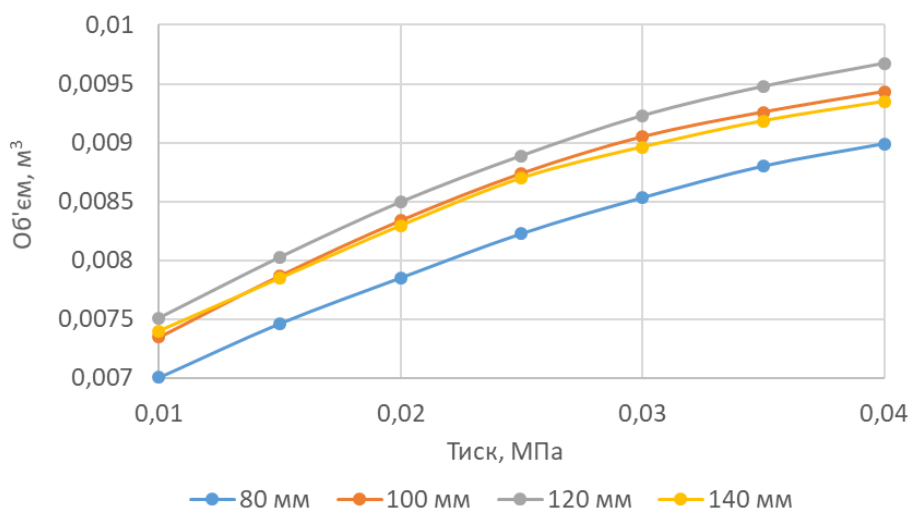


Рисунок 14 – Залежність внутрішнього об'єму сільфона від тиску, що діє на його внутрішню поверхню для різних його внутрішніх діаметрів

Наступним кроком дослідження та вдосконалення конструкції сільфона буде оптимізація його геометричних розмірів та форми за такими параметрами, як: переміщення крайніх і характерних точок профіля перерізу, розподілу напружень та геометричні параметри (різниця зовнішнього і внутрішнього діаметрів, радіуси заокруглень, крок сільфонної гофри, конусність окремих поверхонь тощо).

Висновки

Розроблено тривимірну модель сільфонного компенсатора з використанням інструменту "взаємозв'язки" програми SolidWorks, що у подальшому дало змогу легко змінювати його геометричні параметри, керуючи тільки одним розміром. Це дало змогу пришвидшити процес

імітаційного моделювання сільфонного компенсатора у модулі програми SolidWorks Simulation "Дослідженні проектування".

Імітаційне моделювання сільфону за відповідних граничних умов дало змогу визначити його напружено-деформований стан від дії на його внутрішню поверхню тиску величиною 0,04 МПа. Під дією цього тиску сільфон видовжився на 255 мм, загальна його довжина складала 505 мм. Що стосується величини максимальних еквівалентних напружень, то при дії зазначеного тиску вони складають 5,6 МПа, що є допустимими для матеріалу сільфона. За допомогою модуля програми SolidWorks Simulation "Дослідження проектування" визначено переміщення верхньої точки сільфона від дії тиску на його внутрішню поверхню у діапазоні

від мінус 0,001 до 0,04 МПа та побудовано відповідні графічні залежності для різних його внутрішніх діаметрів (80, 100, 120 та 140 мм).

Визначено внутрішній об'єм сільфона при його видовженні від 180 мм до 255 мм та побудовано відповідні графічні залежності. Встановлено, що за умови дії однакових робочих тисків у сільфонному компенсаторі більшим значенням внутрішніх діаметрів сільфона відповідають більші значення еквівалентних напружень, що за циклічної роботи сільфона призведе до його швидкого виходу з ладу. Отже, збільшувати об'єм сільфона виключно за рахунок збільшення його діаметра недоцільно.

Література

1. http://www.kayse.com.tr/uploads/pdf/ru_pdf.pdf
2. Машины та обладнання для видобутку нафти і газу: навч. посіб. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2015. 344 с.
3. Федорович Я. Т. Нафтогазопромислові машини і комплекси: навч. посіб. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2021. 218 с
4. Шостаківський І. І., Харун В. Р. Механізми та наслідки обводнення мастильних олиव у трансмісіях штангових свердловинних насосних установок. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2021. 1(50). С. 7–15. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1\(50\)-7-15](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-7-15).
5. Шостаківський І. І., Харун В. Р. Обґрунтування діелектрометричного методу визначення змін трибологічних характеристик мастильних олив. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2021. 2(51). С. 16–22. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2\(51\)-16-22](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2(51)-16-22)
6. Федорович Я. Т., Лях М. М., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Коваль Б. І. Імітаційне моделювання зношування елементів дроселя фонтанної арматури. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*, 2019. 1(46). С. 53–61. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2019-1\(46\)-53-61](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2019-1(46)-53-61)
7. Михайлюк В. В., Дейнега Р. О., Фафлей О. Я. Моделювання фізичних процесів і явищ в нафтогазовій справі: практикум. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2022. 140 с.

References

1. http://www.kayse.com.tr/uploads/pdf/ru_pdf.pdf
2. Mashyny ta obladnannia dlia vydobutku nafty i hazu navch. posib. Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2015. 344 p. [in Ukrainian]
3. Fedorovych Ya. T. Naftohazopromyslovi mashyny i komplekxy: Navchalnyi posibnyk. Ivano-Frankivsk : IFNTUNH, 2021. 218 p. [in Ukrainian]
4. Shostakivskiy I. I., Kharun V. R. Mekhanizmy ta naslidky obvodnennia mastylnykh olyv u transmisiyakh shtanhovykh sverdlovyynykh nasosnykh ustanovok. *Naukovyi visnyk Ivano-Frankivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu nafty i hazu*. 2021. 1(50). P. 7–15. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1\(50\)-7-15](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-1(50)-7-15). [in Ukrainian]
5. Shostakivskiy I. I., Kharun V. R. Obgruntuvannia dielektrometrychnoho metodu vyznachennia zmin trybolohichnykh kharakterystyk mastylnykh olyv. *Naukovyi visnyk Ivano-Frankivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu nafty i hazu*. 2021. 2(51). P. 16–22. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2\(51\)-16-22](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2021-2(51)-16-22). [in Ukrainian]
6. Fedorovych Ya. T., Liakh M. M., Mykhailiuk V. V., Deineha R. O., Koval B. I. Imitatsiine modeliuвання znoshuvannia elementiv droselia fontanoi armatury. *Naukovyi visnyk Ivano-Frankivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu nafty i hazu*. 2019. 1(46). P. 53–61. [https://doi.org/10.31471/1993-9965-2019-1\(46\)-53-61](https://doi.org/10.31471/1993-9965-2019-1(46)-53-61) [in Ukrainian]
7. Mykhailiuk V.V., Deineha R.O., Faflei O.Ya. Modeliuвання fizychnykh protsesiv i yavysch v naftohazovii spravi: praktykum. Ivano-Frankivsk: IFNTUNH, 2022. 140 p. [in Ukrainian]