

ІНФОРМАЦІЙНІ ПРОГРАМИ ТА КОМП'ЮТЕРНО- ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 622.242.6

DOI: 10.31471/1993-9965-2020-1(48)-86-92

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МОДЕРНІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ КЛАПАННОГО ВУЗЛА БУРОВОГО НАСОСА

І. Ф. Концур, В. В. Михайлюк, Р. О. Дейнега, О. Я. Фафлей, Д. С. Репало, В. В. Станович

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. 0687640014,
e-mail: o l e r a 3 2 @ u k r . n e t*

У процесі буріння свердловин на нафту та газ широко використовують поришневі бурові насоси, основною частиною яких є гідравлічна. Вона визначає ефективність, надійність і довговічність насоса загалом. За останні роки глибина буріння свердловин в Україні та за кордоном зростає, що вимагає використання більш потужних бурових насосів і супроводжується підвищенням робочих тисків. При цьому навантаження на гідравлічну частину зростає, а це негативно відбивається на роботі клапанних вузлів насоса. Клапани є одним із найвідповідальніших і швидкозношуваних вузлів у гідравлічній частині бурового насоса. Від їх ресурсу залежить періодичність виконання технічного обслуговування насоса. Аналіз конструкцій клапанів бурових насосів та умов їх роботи показав, що попри широкий асортимент, їх ресурс залишається досить низьким. Тому виникає необхідність у подальших дослідженнях конструкцій клапанів та їх модернізації. Відомо, що однією з причин, яка призводить до руйнування деталей клапана, є потрапляння абразивних частинок із промивальної рідини в зазор між тарілкою та сідлом. Це пришвидшує руйнування спочатку манжети, а згодом і клапана. Щоб уникнути такого явища запропоновано до використання удосконалену конструкцію клапана, внутрішня поверхня ущільнювальної манжети якої є циліндричною. Манжета такої конструкції деформуватиметься у вертикальному напрямку, не утворюючи зазору з тарілкою клапана. Для підтвердження роботоздатності запропонованої конструкції манжети побудовано тримірну модель клапана та проведено імітаційне дослідження. За результатами цього дослідження підтверджено ефективність даної конструкції і значне зростання ресурсу клапанного вузла.

Ключові слова: клапан бурового насоса, еластичне ущільнення, манжета, промивна рідина, тримірна модель клапана, імітаційне дослідження.

В процессе бурения скважин на нефть и газ широко используют поришневые буровые насосы, основной частью которых есть гидравлическая. Она определяет эффективность, надежность и долговечность насоса в целом. За последние годы глубина бурения скважин в Украине и за рубежом выросла, что требует использования более мощных буровых насосов и сопровождается повышением рабочих давлений. При этом нагрузка на гидравлическую часть растет, а это негативно отражается на работе клапанных узлов насоса. Клапаны являются одними из самых ответственных и быстроизнашивающихся узлов в гидравлической части бурового насоса. От их ресурса зависит периодичность выполнения технического обслуживания насоса. Анализ конструкций клапанов буровых насосов и условий их работы показал, что несмотря на

широкий асортимент, їх ресурс остається достаточо низким. Поэтому возникает необходимость в дальнейших исследованиях конструкций клапанов и их модернизации. Известно, что одной из причин, приводящая к разрушению деталей клапана, является попадание абразивных частиц с промывочной жидкости в зазор между тарелкой и седлом. Это ускоряет разрушение сначала манжеты, а впоследствии и клапана. Чтобы избежать такого явления предложено к использованию усовершенствованную конструкцию клапана, внутренняя поверхность уплотнительной манжеты которой является цилиндрической. Манжета такой конструкции деформируется в вертикальном направлении, не образуя зазора с тарелкой клапана. Для подтверждения работоспособности предложенной конструкции манжеты построено трехмерную модель клапана и проведения имитационное исследование. По результатам этого исследования подтверждена эффективность данной конструкции и значительный рост ресурса клапанного узла.

Ключевые слова: клапан бурового насоса, эластичное уплотнение, манжета, промывочная жидкость, трехмерная модель клапана, имитационное исследование.

Piston drilling pumps, the main part of which is hydraulic, are widely used in the process of drilling wells for oil and gas. It determines the efficiency, reliability and durability of the pump in general. In recent years, the depth of drilling wells in Ukraine and abroad has increased, which requires the use of more powerful drilling pumps and is accompanied by increased operating pressures. The load on the hydraulic part increases, and this has a negative effect on the operation of the valve assemblies of the pump. Valves are one of the most responsible and fast-wearing units in the hydraulic part of the drilling pump. The frequency of maintenance of the pump depends on their resource. Analysis of drill pump valve designs and operating conditions showed that despite the wide range, their service life remains quite low. Therefore, there is a need for further studies of valve designs and their modernization. It is known that one of the reasons that leads to the destruction of the valve parts is the ingress of abrasive particles from the flushing fluid into the gap between the plate and the seat. This accelerates the destruction of the cuff first, and then the valve. To avoid this phenomenon, it is proposed to use an improved valve design, the inner surface of the sealing sleeve of which is cylindrical. The cuff of this design will be deformed in the vertical direction, without forming a gap with the valve plate. To confirm the operability of the proposed design of the cuff, a three-dimensional model of the valve was built and a simulation study was conducted. The results of this study confirmed the effectiveness of this design and a significant increase in the life of the valve assembly.

Keywords: drill pump valve, elastic seal, cuff, flushing fluid, three-dimensional model of the valve, simulation study.

Вступ

Основною частиною бурового насоса, яка визначає ефективність, надійність і довговічність його загалом, є гідравлічна. Її проектування є більш складним, ніж проектування механічної частини. Гідравлічна частина містить основні складові, а саме: гідравлічну коробку, циліндропоршневі пари, клапанні групи, шток і його ущільнення, ущільнення циліндрових і клапанних кришок тощо.

Деталі клапанного вузла бурового насоса піддаються дії значних динамічних навантажень, питомих тисків, турбулентних потоків промивальної рідини, вібрації, абразивно-ударному та гідроабразивному зношуванню. Ці чинники та значні перепади тиску на клапані призводять до його руйнування.

Наслідком великої подачі насоса є високі швидкості протікання бурового розчину крізь щілини клапанів, що спричиняє їх місцеві промиви.

Відомо, що 50% часу, який витрачається на ремонт бурового насоса, складає заміна швидкозношуваних вузлів. Ресурс клапанів при роботі бурових насосів на розчинах з високою густиною і значним вмістом абразиву інколи складає 20-30 годин. Підвищення швидкохідності нових потужних бурових насосів, робочо-

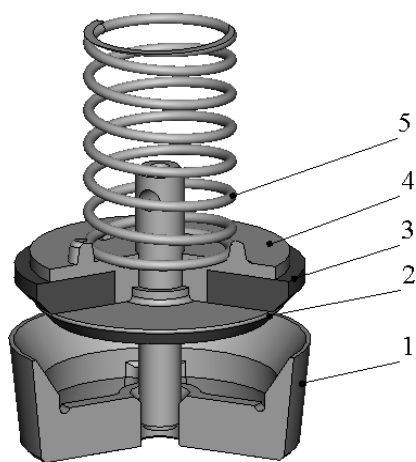
го тиску та інтенсивності процесу буріння висувають все вищі вимоги до елементів гідравлічної частини.

Аналіз вітчизняних досліджень і публікацій

У поршневному буровому насосі використовуються клапани односторонньої дії, які пропускають промивальну рідину тільки в одному напрямку і призначені: для періодичного з'єднання насосної камери з вхідним та вихідним трубопроводами у відповідності з законом руху поршня; запобігання перетіканню розчину з вихідного колектора в робочу камеру насоса. Їх називають самодіючими, оскільки вони працюють під дією потоку рідини [1].

На сьогодні широке використання знайшли тарілчасті клапани з еластичним ущільненням, які спрацьовують під дією власної ваги тарілки та дії пружини (рис. 1). Робоча поверхня тарілки і манжета мають конусну форму, що покращує показники роботи клапана за рахунок зменшення опору рухові бурового розчину.

Дослідженню причин низького ресурсу клапанного вузла та причин виходу його з ладу присвячені роботи Бабаєва С. Г. [2, 3], Мкртчяна Я. С. [4, 5], Айрапетова Л.С. [6, 7], Лівака І.Д. [9] та інших.



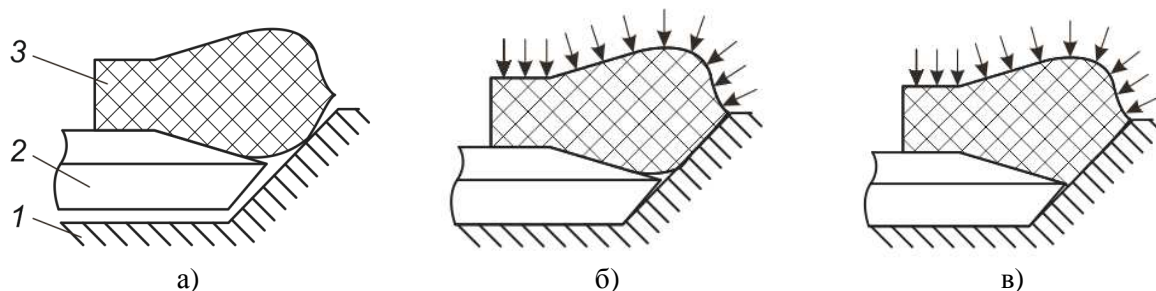
1 – сідло; 2 – тарілка; 3 – манжета; 4 – гайка;
5 – пружина

Рисунок 1 – Конструкція клапанного вузла бурового насоса

Відомо, що значний вплив на ресурс клапанних вузлів має якість очищення бурового розчину, концентрація та фракції абразиву в ньому. За даними [8] при видаленні з бурового розчину 100% частинок розміром більше 0,3 мм, 80% частинок розміром від 0,3 до 0,1 мм та 35% частинок розміром 0,06 мм пристроями гідроциклонного очищення довговічність клапанів підвищується в 2,5 рази. Американські спеціалісти вважають, що при збільшенні концентрації піску з 1 до 4% кількість відмов бурового насоса на високих тисках збільшується учетверо.

Надійність та довговічність клапанного вузла здебільшого визначається якістю та терміном служби ущільнення (манжети). Зношування ущільнення зумовлено потраплянням до нього абразиву, а також накопиченням абразиву в місцях контактування з тарілкою. Після зношування манжети відбувається швидке руйнування робочих поверхонь тарілки і сідла клапана.

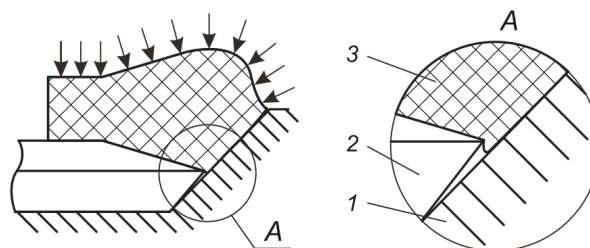
Розглянемо, як працює клапан типу КСК. Під час руху тарілки донизу, розділ порожнин відбувається у момент посадки еластичної манжети на конічну поверхню сідла (рис. 2, а).



1 – сідло; 2 – тарілка; 3 – манжета

Рисунок 2 – Схема роботи клапана типу КСК бурового насоса

Тиск збільшується, і тарілка сідає на горизонтальну опорну поверхню сідла при незначній деформації манжети (рис. 2 б). У роботах багатьох дослідників підтверджується той факт, що за звичайних умов посадка тарілки на опорну поверхню сідла відбувається за тиску 1,5–2 МПа. З подальшим підвищенням тиску відбувається остаточна посадка манжети (рис. 2 в) і її видавлювання в ущільнювальний зазор (між тарілкою і сідлом). Таке технічне рішення є необхідним для запобігання прогину тарілки клапана, недопущення стуку клапанів. Проте, для даної конструкції клапана має велике значення точність виготовлення спряжених поверхонь тарілки та сідла, інакше манжета буде видавлюватись у відносно великий зазор між конічними поверхнями тарілки та сідла. (рис. 3). При цьому у гумі виникнуть напруження розтягу, що є дуже небезпечними для неї.



1 – сідло; 2 – тарілка; 3 – манжета

Рисунок 3 – Видавлювання манжети у зазор

Таким чином, для підвищення напрацювання на відмову клапанів типу КСК необхідний пошук еластичних матеріалів з оптимальними характеристиками для виготовлення еластичних манжет і розроблення технології виготовлення посадкових поверхонь, яка б унеможливила утворення зазору розміром вище допустимого для даного типу матеріалу. Нові матеріали манжет повинні володіти високою втомною міцністю, опором до прорізів і проникнення гострих частинок. Традиційно для цього використовувалась гума ІРП-1293, проте сьогодні закордонні виробники використовують поліуретан. Це дозволяє значно підвищити ресурс клапанного вузла.

У попередніх дослідженнях не розглядали кут видавлювання (між поверхнею сідла та найближчою внутрішньою поверхнею ущільнювальної манжети), однак цей кут впливає на стійкість до екструзії ущільнювальної манжети під дією високих тисків. Чим більшим цей кут, тим більший опір екструзії ущільнювальної манжети. Мінімальний кут для достатньо високої стійкості до екструзії становить приблизно 70° . На рис. 4 зображено фрагмент клапана насоса із кутом видавлювання манжети рівним 115° .

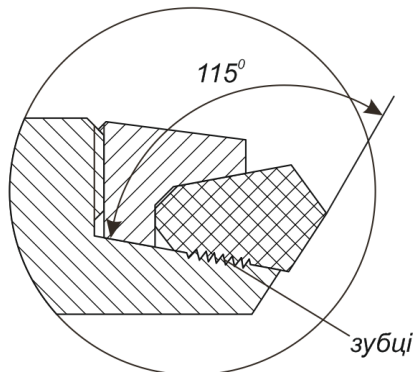


Рисунок 4 – Фрагмент клапана насоса із кутом видавлювання манжети рівним 115°

На рис. 5 зображено фрагмент конструкції клапана з більшим кутом екструзії. Такі клапани більш схильні до пошкодження ущільнювальної манжети.

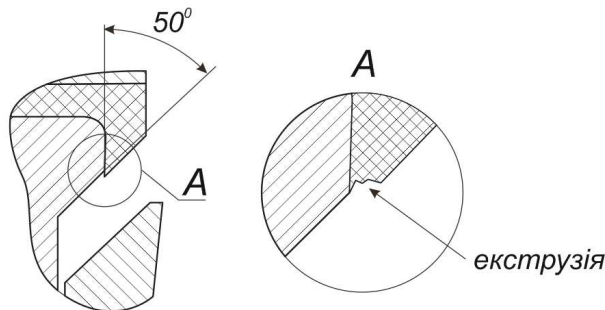


Рисунок 5 – Екструзія манжети клапана бурового насоса

Форма ущільнювальної манжети та тарілки є дуже важливою у роботі насоса. Коли тарілка закривається та тиск збільшується, вона сідає на сідло по ущільненню метал-метал; ущільнювальна манжета деформується, як показано на рис. 6. При цьому між манжетою та клапаном утворюється зазор, який швидко закривається.

При цьому рідина, що заповнює зазор, покидає його з дуже високою швидкістю, підтягуючи за собою манжету. Найближчі від місця виниклого зазору поверхні клапана з часом кородують, а манжета змінює своє положення (рис. 7).

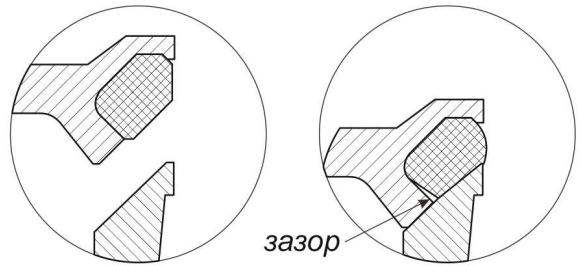


Рисунок 6 – Деформація ущільнювальної манжети клапана

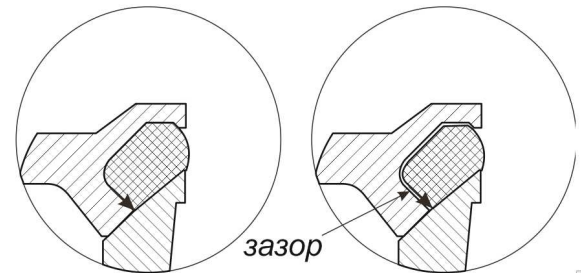


Рисунок 7 – Передумови виникнення ерозії поверхонь деталей клапана

Через незначний період часу рідина під високим тиском може обтікати навколо задньої стінки ущільнювальної манжети, що призводить до руйнування клапана через ерозію та промивання на внутрішній поверхні паза, як показано на рис. 6.

Для вирішення вищеписаної проблеми більшість закордонних конструкцій клапанів містять зубці на внутрішній поверхні тарілки клапана (рис. 4). За рахунок цього забезпечується ефективна герметизація по внутрішній поверхні ущільнювальної манжети.

Проте, коли у перекачуваній рідині містяться тверді частинки, то зубцювата поверхня не захистить манжету від руйнування. Тверді частинки, проникаючи і заповнюючи зазор між тарілкою та манжетою (рис. 8), спочатку виведуть з ладу манжету, а відтак спричинять і приривиджене руйнування клапана.

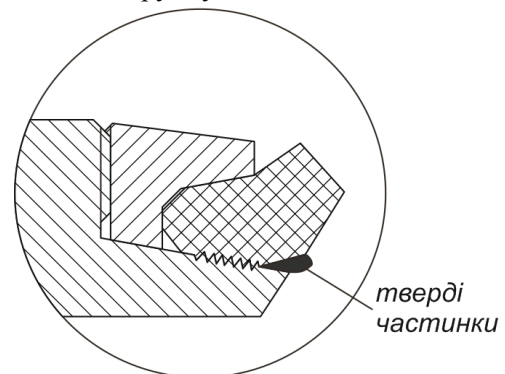


Рисунок 8 – Заповнення зазору між манжетою та тарілкою твердими частинками

Відомо [4], що довговічність манжети визначається, в основному, втомною міцністю її матеріалу. Під час роботи клапана манжета піддається дії багатократних циклічних навантажень, тому повинна володіти:

- достатньою міцністю;
- нафтостійкістю;
- мінімальним накопиченням залишкових деформацій;
- високою твердістю, щоб не піддатися витисканню в зазор між тарілкою і сідлом;
- стійкістю до циклічних навантажень;
- стійкістю до гідроабразивної ерозії

і бути таких форм та розмірів, щоб виключати можливість виникнення концентраторів напружень в місцях контактування з тарілкою і сідлом та забезпечити рівномірний розподіл напружень.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Метою роботи є підвищення ресурсу клапана бурового насоса шляхом модернізації його конструкції та її апробація.

Під час спорудження глибоких свердловин на нафту та газ широко використовують поршневі бурові насоси високої потужності. Однак підвищення потужності вимагає вищих робочих тисків, що збільшує навантаження на гідравлічну частину. Найвразливішими при цьому виявляються клапанні вузли насоса, які поряд з поршневими, відносяться до найважливіших вузлів останньої.

Тому слід розглянути питання ефективного конструювання, виготовлення та експлуатації клапанів.

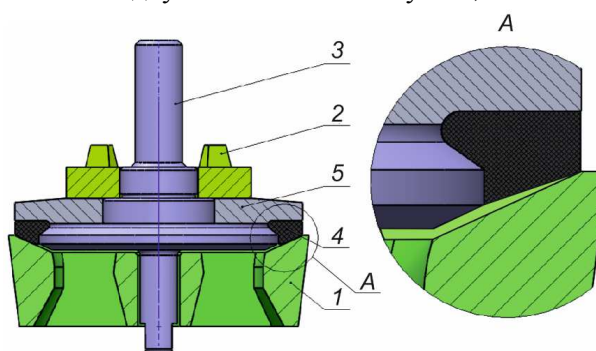
Викладення основного матеріалу

Виходячи із умов роботи клапана бурового насоса, потрапляння твердих частинок у зазор між тарілкою і манжетою є небажаним явищем, що призводить до пришвидшеного виходу з ладу не тільки манжети, а і клапана загалом. Тому пропонується конструкція клапана, внутрішня поверхня ущільнювальної манжети якої є циліндричною (рис. 9). За такої конструкції манжета буде деформуватися у вертикальному напрямку, не утворюючи зазор з тарілкою клапана.

З метою дослідження процесу деформування манжети та визначення напружено-деформованого стану елементів клапана бурового насоса побудовано тримірну його модель. Розміри елементів моделі відповідають реальним розмірам клапана. Для проведення розрахунків, оскільки модель клапана є осесиметри-

чною, вирішено її спростити. Також під час імітаційного моделювання у конструкції клапана відсутня гайка, що, у свою чергу, відіб'ється на розподілі напружень у тарілці та сідлі, хоча на напружено-деформований стан манжети не чинитиме значного впливу.

Дослідження клапана проводили згідно розрахункової схеми, зображеної на рис. 10. Для фіксування елементів моделі клапана вибрано поверхні його сідла. Переміщення тарілки клапана відбувалося на величину $\delta=1,75$ мм.



1 – сідло; 2 – гайка; 3 – тарілка; 4 – манжета; 5 – шайба

Рисунок 9 – Запропонована конструкція манжети клапана

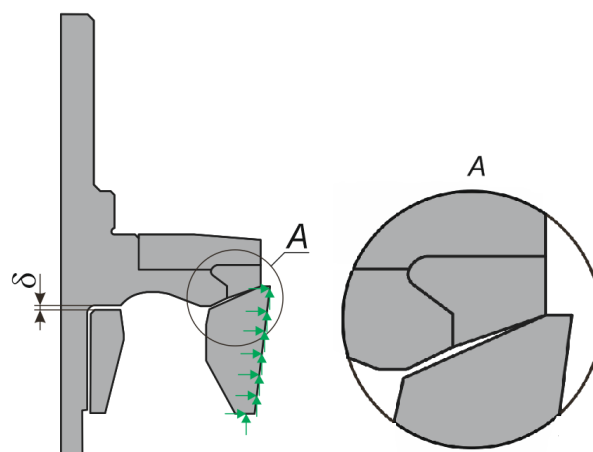


Рисунок 10 – Розрахункова схема

На рис. 11 зображено сітку кінцевих елементів, виконану із застосуванням елемента керування сіткою, що дало змогу на манжеті виконати сітку малого розміру.

Імітаційне дослідження клапана проведено у нелінійній постановці. Матеріалами деталей клапана вибрано сталь з границею плинності 810 МПа, а матеріалом манжети – поліуретан.

Як бачимо із рис. 12, розподіл еквівалентних напружень у конструкції клапана насоса є складним. Максимальні величини напружень фокусуються у впадині біля різьбової канавки над шайбою клапана внизу під тарілкою біля переходу від упорного торця. Слід зазначити,

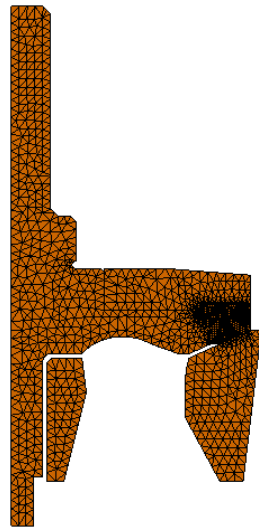


Рисунок 11 – Сітка кінцевих елементів на поверхні клапана

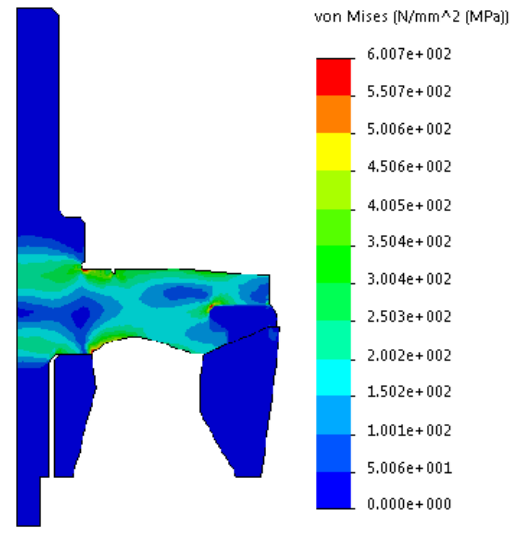


Рисунок 12 – Розподіл еквівалентних напружень

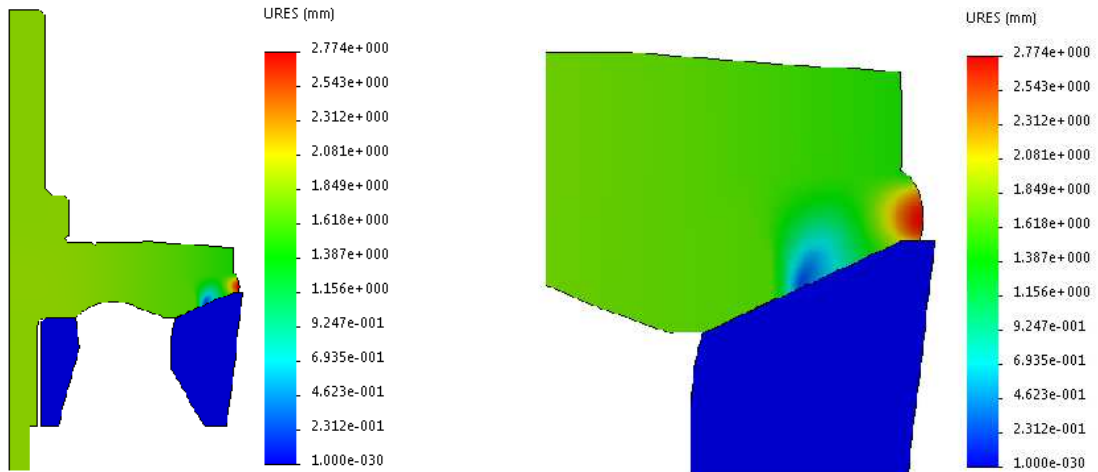


Рисунок 13 – Переміщення

що у дослідженій моделі в процесі моделювання була відсутня гайка, яка у свою чергу, приймала б на себе частину навантаження, тож у конструкції клапана виникали б напруження, значно менші за величиною.

Щодо переміщень (рис. 13) у моделі клапана, то найбільша їх величина становить 2,7 мм. Зрозуміло, що найбільшого переміщення зазнаватиме периферія гумової манжети.

Найбільш деформівною складовою у конструкції клапана залишається манжета (рис. 14), проте, надавши внутрішній поверхні манжети циліндричної форми, нам вдалося уникнути її деформації на певній ділянці. Як і прогнозувалося під час розроблення конструкції клапана, модернізована манжета не відокремлюватиметься від поверхні тарілки, тому під час роботи клапана не утворюватиметься зазор, у який потраплятимуть тверді частинки. За рахунок цього і підвищиться його ресурс клапана.

Висновки

Результати імітаційного дослідження довели, що запропонована конструкція клапана працюватиме так, як і прогнозувалось ще під час її розроблення: при деформуванні манжети циліндричної форми не утворюватиметься зазор між нею і тарілкою, у який потрапляють тверді частинки, завдяки чому ресурс клапана значно зросте.

Література

1. Чаплінський С.С., Одосій З.М., Шиманський В.Я. Конструкції клапанних вузлів бурових насосів та шляхи їх покращення. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. № 3(36). С.118-124.
2. Бабаев С.Г., Васильев Ю.А. Повышение надежности оборудования, применяемого для бурения на нефть и газ. М.: Машиностроение, 1972. 160 с.

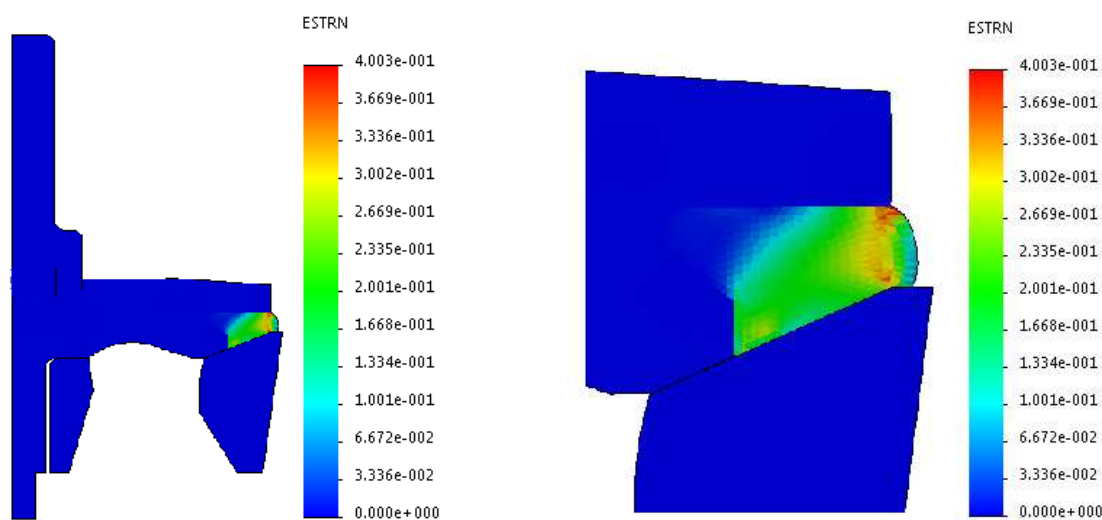


Рисунок 14 – Деформація

3. Бабаев С.Г. Надежность и долговечность бурового оборудования. М.: Недра, 1974. 184 с.

4. Мкртычан Я.С. Повышение эффективности эксплуатации буровых насосных установок. М.: Недра, 1984. 207 с.

5. Мкртычан Я.С., Горонович Л.Н., Концур И.Ф. Повышение надежности трехпоршневых буровых насосов: [обзор. инф.] М.: ВНИИО-ЭНГ, Сер. "Машины и нефт. оборудование", Вып. 3. 1981. 68 с.

6. Айрапетов Л.С. К вопросу о выборе углов рабочих поверхностей клапанов поршневых насосов. РНТС ВНИИОЭНГ. Сер. "Машины и нефтяное оборудование". 1977. №5. С. 9-11.

7. Айрапетов Л.С. Исследование работы клапанов поршневых буровых насосов и разработка методики их расчета: автореф. дис. к.т.н. М., 1980. 24 с.

8. Ибатулов К.А. Гидравлические машины и механизмы в нефтяной промышленности. М.: Недра, 1972. 288 с.

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

10. Прерис А.М. SolidWorks. Учебный курс. СПб.: Питер, 2006. 528 с.

11. Ливак І.Д., Крупчин В.В., Ливак В.І., Муж М.П., Михайлюк В.В. Моделювання кавітації в клапанному вузлі бурового насоса. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2011. № 2(39). С. 59-63.

References

1. Chaplinskyi S.S., Odosii Z.M., Shymanskyi V.Ia. Konstruktsii klapannykh vuzliv

burovykh nasosiv ta shliakhy yikh pokrashchennia. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 2010. No 3(36). P.118-124.

2. Babaev S.G., Vasil'ev YU.A. Povyszenie nadezhnosti oborudovaniya, primenyayemogo dlya bureniya na nef' i gaz. M.: Mashinostroenie, 1972. 160 p.

3. Babaev S.G. Nadezhnost' i dolgovechnost' burovogo oborudovaniya. M.: Nedra, 1974. 184 p.

4. Mkrtychan YA.S. Povyszenie effektivnosti ekspluatatsii burovyyh nasosnykh ustanovok. M.: Nedra, 1984. 207 p.

5. Mkrtychan YA.S., Goronovich L.N., Koncur I.F. Povyszenie nadezhnosti trekhporshnevyyh burovyyh nasosov. M.: VNIIOENG, Ser. "Mashiny i nef. oborudovanie", Vol. 3. 1981. 68 p.

6. Ajrapetov L.S. K voprosu o vybere uglov rabochnykh poverhnostey klapanykh porshnevyyh nasosov. RNTS VNIIOENG. Ser. "Mashiny i neftyanoe oborudovanie" 1977. No5. P. 9-11.

7. Ajrapetov L.S. Issledovanie raboty klapanykh porshnevyyh burovyyh nasosov i razrabotka metodiki ih rascheta: avtoref. dis. k.t.n. Moscow, 1980. 24 p.

8. Ibatulov K.A. Gidravlicheskie mashiny i mekhanizmy v neftyanoj promyshlennosti. M.: Nedra, 1972. 288 p.

9. Livak I.D. Issledovanie trekhporshnevyyh burovyyh nasosov i usovershenstvovanie konstruktsiy klapannykh grupp: Dis. kand. tekhn. nauk. Ivano-Frankovsk, 1996. 212 p.

10. Preris A.M. SolidWorks. S.Pb.: Piter, 2006. 528 p.

11. Livak I.D., Krupchyn V.V., Livak V.I., Muzh M.P., Mykhailiuk V.V. Modeliuvannia kavitatsii v klapannomu vuzli burovoho nasosa. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch.* 2011. No 2(39). P. 59-63.