

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-290-4-41-47>

УДК 662.2

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ УНІВЕРСАЛЬНОГО ПРЕВЕНТОРА

Шостаківський І.І., Мосора Ю.Р., Лях М.М.,
Врюкало В.В., Михайлюк В.В., Борушчак Л.О.

STUDY OF THE STRESS-STRAIN STATE OF THE ELEMENTS OF THE ANNULAR PREVENTOR

Shostakivskiy I.I., Mosora Y.R., Liakh M.M.,
Vriukalo V.V., Mykhailiuk V.V., Borushchak L.O.

Розглядається роль та конструктивні особливості противикидного обладнання, зокрема універсального превентора, який використовується під час буріння нафтових і газових свердловин. Обсадна колона із бурильною колоною розділяє свердловинний стовбур, а кільцевий зазор між ними заповнюється буровим розчином, що створює гідростатичний тиск для контролю виходу пластових рідин. Універсальний превентор забезпечує герметизацію кільцевого простору, дозволяючи одночасно повертати та протягувати бурильні труби, що підвищує безпеку та ефективність процесу буріння. У роботі також наведено інформацію, що стосується аналізу закордонних та вітчизняних досліджень і публікацій за тематикою дослідження. Основним робочим елементом в конструкції універсального превентора є кільцевий гумовий ущільнювач, який піддається дії циклічних навантажень і втомному руйнуванню внаслідок проходження крізь нього бурильної колони. Водночас корпус та поршень превентора піддаються дії високого тиску, що призводить до виникнення та концентрації у певних ділянках значних напружень. З метою визначення величин та ділянок концентрації напружень побудовано тривимірну модель універсального превентора. Для дослідження використано тільки два його елементи: корпус та поршень. Величини тисків, які застосовувались під час дослідження становили: 14 та 70 МПа. При дослідженні було враховано величину зазору між корпусом та поршнем. Встановлено, що за малих величин зазорів між поршнем та корпусом за прийнятих граничних умов відбувається їх взаємодія, у результаті чого спостерігається поява контактного тиску. Максимальна величин цього тиску складає 320 МПа при величині зазору між робочими поверхнями

корпусу та поршня 0,1 мм. За величини зазору 0,4 мм та аналогічних граничних умов контактний тиск не спостерігається. Подальше збільшення величини зазору може призвести до швидкого виходу ущільнювальних манжет з ладу. У роботі підкреслюється важливість контролю технічного стану превенторів та точності їх ремонту для забезпечення безпеки робітників і попередження аварійних ситуацій під час буріння нафтових і газових свердловин.

Ключові слова: противикидне обладнання, флюїдопроявлення, універсальний превентор, імітаційне моделювання, напружено-деформований стан, напруження, контактний тиск.

Вступ. Під час спорудження свердловин на нафту і газ кільцевий простір між бурильною колоною та обсадною або між бурильною колоною та необсадженим інтервалом свердловини зазвичай заповнений буровим розчином. З-поміж багатьох функцій розчину в контексті, що розглядається, першочерговим і важливим є створення гідростатичного тиску, який перешкоджає притоку пластових флюїдів у стовбур свердловини. Коли бурове долото пробурює продуктивний нафтогазовий пласт, або проходить крізь інші ділянки з аномальним тиском, рівновага, створена за допомогою бурового розчину, порушується, і пластові флюїди потрапляють у стовбур свердловини. Протягом усього процесу буріння ці рідини під дією пластової енергії намагаються пройти через кільцевий простір назовні. В

урівноваженні пластового тиску гідростатичним тиском бурового розчину, що досягається підбиранням та зміною його густини, і полягає первинний контроль (первинний бар'єр) свердловини в процесі її спорудження. У разі отримання персоналом прямих ознак, які сигналізують про руйнування первинного бар'єру та вказують на початок процесу флюїдопрояву, необхідною є щонайшвидша активація комплексу противикидного обладнання (ПВО) – вторинного контролю (вторинного бар'єру) з метою перекриття каналів виходу рідин на поверхню і унеможливлення подальшого неконтрольованого розвитку процесу флюїдопрояву. Основною та невід'ємною частиною будь-якого комплексу ПВО є кільцеві (універсальні), плашкові, обертові превентори та дивертори – в умовах буріння на морських акваторіях і окремих випадках буріння на суходолі. Аварії під час спорудження свердловин можуть призвести до людських жертв, екологічних катастроф та великих матеріальних витрат [1-3], тож універсальний превентор є одним із найвідповідальніших елементів системи ПВО бурової установки.

До противикидного обладнання завжди висувалися та висуваються надзвичайно високі вимоги на усіх етапах його життєвого циклу: проектування, випробовування, експлуатації, обслуговування та ремонту. Необхідно зауважити, що існуючі конструкції превенторів вдосконалюються з метою підвищення надійності.

До складу ПВО, як правило, входять універсальний превентор та два плашкові або один здвоєний плашковий. Універсальні превентори дозволяють повертати та протягувати колони труб та інструменту за умов загерметизованого устя. Основним робочим елементом універсального превентора є кільцевий ущільнювач. У відкритому положенні в превенторі внутрішній діаметр ущільнювача є достатнім для проходження колони труб та необхідного інструменту, а у закритому положенні – ущільнювач обтискає колону і герметизує кільцевий міждрубний простір або повністю перекриває свердловину за відсутності бурильної колони. За рахунок еластичності гумового ущільнювача кільцевий превентор можна закривати на елементах різного діаметру та форми поперечного перерізу: бурильних трубах, ведучій трубі, замках, обважених бурильних трубах, центраторах тощо; закриття превентора також можливе і на свердловині без

бурильної колони та інструменту. Стискання ущільнювача здійснюється в результаті комбінованої дії тиску на нього та дещо відрізняється за принципом дії у конструкціях різних виробників.

Аналіз закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій. У процесі спорудження свердловин під депресією корпус бурильної труби та її з'єднання багаторазово проходять через ущільнювач універсального превентора, що призводить до змінного циклічного навантаження на нього та втомного руйнування. Виходячи з передумови ефективності роботи ущільнення, для збільшення терміну його експлуатації в роботі [4] спочатку було проведено випробовування гумового зразка при дії одноосового розтягу та стиску. В результаті було визначено модель поведінки цього матеріалу (модель Yeoh) та константи, які описують матеріал, а також отримано рівняння для застосування під час використання імітаційного моделювання методом скінченних елементів. Пізніше за допомогою програмного забезпечення ABAQUS було створено тривимірну модель гумового ущільнювача для моделювання процесу динамічного ущільнення методом скінченних елементів. Проаналізовано контактний тиск та розподіл еквівалентних напружень за Мізесом і їх зміну на поверхні ущільнення. Точність результатів, отриманих методом скінченних елементів, було перевірено шляхом їх порівняння з результатами натурних випробувань. Згодом було досліджено вплив структурних параметрів, таких як внутрішній кут, зовнішній кут та внутрішній діаметр на напруження, що виникають на поверхні ущільнювача. Ці параметри були оптимізовані експериментальним шляхом. Оптиміальними встановлено такі параметри: внутрішній кут – 29°, зовнішній кут – 69° та внутрішній діаметр – 84 мм. Максимальні величини напружень за Мізесом після оптимізації було зменшено на 2,48 МПа, а амплітуду цих напружень – на 42%. Обрані оптиміальні параметри гумового ущільнювача застосовано для проведення натурних випробувань. Згідно з отриманими результатами гумовий ущільнювач після проведеної оптимізації має хороші герметизуючі властивості та значно вищу втомну довговічність.

У статті [5] в подвійному плунжерному превенторі (BOP 2FZ54-105) проаналізовано розподіл напружень та області їх концентрації при дії робочих навантажень за допомогою

методу скінченних елементів та експериментальних випробовувань. Виявлено, що результати імітаційного моделювання добре узгоджуються з результатами експериментальних випробовувань, а доцільність та точність цих двох методів підтверджуються взаємно. Крім того, у статті підтверджується, що міцність корпусу превентора відповідає проектним вимогам та умовам його використання. Області концентрації напружень на внутрішній та зовнішній поверхнях корпусу були узагальнені та отримані на основі комплексного аналізу. Застосовані у статті методи та отримані результати можуть слугувати базою для модифікованого проектування корпусу та посібником для технічного обслуговування превентора, оцінки його безпеки під час експлуатації.

Під час буріння на нафту та газ кільцевий превентор противикидного обладнання постійно піддається дії високого тиску та ударним навантаженням, що призводить до концентрації напружень у деяких областях конструкції. В результаті цього можуть утворитись тріщини та втомні пошкодження. Верхня кришка та корпус кільцевого превентора є основними деталями, які піддаються дії високого тиску. Якщо вони вийдуть з ладу під час роботи превентора, то може статись аварія з вибухом, що може призвести до людських жертв та значних економічних збитків. Тому області концентрації напружень у верхній кришці та корпусі превентора необхідно проаналізувати з метою забезпечення їх безпечної експлуатації. У цій роботі [6] розроблено високоточний підхід до визначення напружень. Цей підхід поєднує метод теоретичного розрахунку, метод скінченних елементів та експериментальні випробування. Величини та розподіл напружень у верхній кришці та корпусі вимірювалися за номінального робочого тиску і гідростатичного випробувального тиску. Більше того, результати, які отримані методом скінченних елементів, були майже ідентичними результатам експериментальних випробувань для значень напружень у точках контролю. Результати аналізу скінченних елементів показали, що в корпусі наявні дві критичні області напружень. Тут в минулому фактично й виникали тріщини та руйнування. Основний технічний внесок дослідження полягає в тому, що воно може слугувати основою для додаткових досліджень з оцінки втомної

міцності та оцінки залишкового ресурсу елементів превенторів.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Мета роботи полягає у встановленні напружено-деформованого стану елементів універсального превентора із врахуванням величини зазору між його корпусом та поршнем.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- побудувати тривимірну модель універсального превентора;

- встановити напружено-деформований стан елементів превентора із врахуванням величини зазору між його корпусом та поршнем, використавши для цього імітаційне моделювання.

Викладення основного матеріалу

Для проектування різноманітного обладнання застосовують комп'ютерні програми, серед яких SolidWorks [7]. Ця програма з'явилась в 1993 році та склала конкуренцію таким продуктам, як AutoCAD та Autodesk Mechanical Desktop, SDRC I-DEAS і Pro/ENGINEER, Solid Edge. Завдання, які можна вирішити за допомогою цієї програми наступні: конструкторська підготовка виробництва (3D проектування виробів будь-якого ступеня складності з урахуванням специфіки виготовлення; створення конструкторської документації; промисловий дизайн; проектування комунікацій (електроджгутів, трубопроводів тощо.) та багато інших.

У програмі SolidWorks наявний модуль Simulation, у якому проводиться інженерний аналіз (міцність, стійкість, теплопередача, частотний аналіз, динаміка механізмів тощо). Алгоритм цих досліджень базується на застосуванні методу скінченних елементів. Необхідно зауважити, що отримані на основі цього методу результати використовуються практично у всіх галузях науки й техніки.

З метою дослідження напружено-деформованого стану елементів універсального превентора типу Hydril (далі - превентора) у програмі SolidWorks побудовано його тривимірну модель (рис. 1).

Розроблену тривимірну модель превентора можна досліджувати як загалом комплексом, так і поелементно. У нашому випадку для дослідження із тривимірної моделі універсального превентора вибрано тільки дві деталі – поршень 8 та корпус 1 (рис. 2).

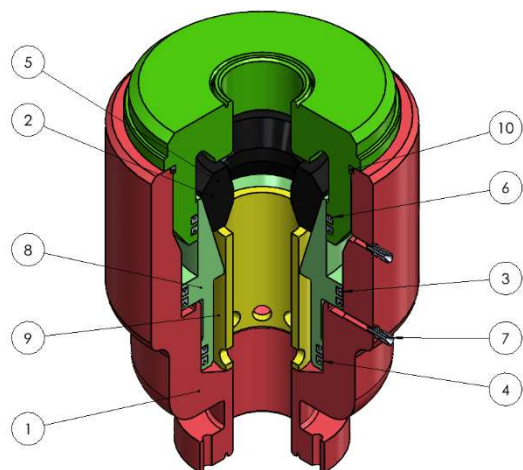


Рис. 1. Тривимірний модель універсального превентора:

1 – корпус; 2 – ущільнювач; 3, 4, 6 – ущільнення;
5 – кришка; 7 – штуцер; 8 – поршень; 9 – втулка;
10 – гайка

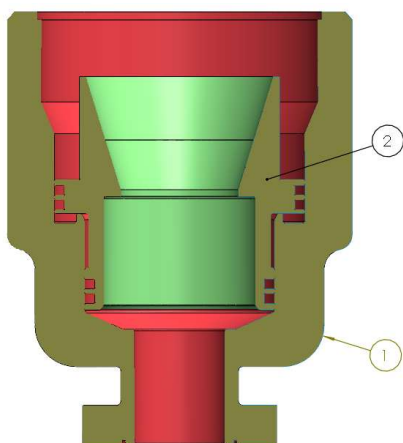


Рис. 2. Тривимірний модель елементів універсального превентора:

1 – корпус; 2 – поршень

Оскільки тривимірний модель превентора є габаритною та має циліндричну форму, то використано осесиметричну постановку (оскільки елементи конструкції превентора виконані як тіла обертання і мають спільну вісь). Для цього попередньо побудована спільна вісь для двох деталей превентора, а при виборі дослідження (точніше при його налаштуванні) вказано площину поділу моделі та вищезгадану вісь.

Досліджувана осесиметрична модель зображена на рисунку 3.

Матеріалами деталей превентора під час імітаційного моделювання прийнято сталь. Схему граничних умов наведено на рисунку 4.

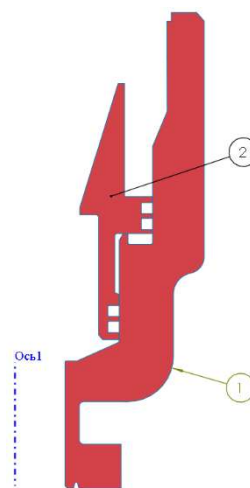


Рис. 3. Осесиметрична модель універсального превентора:

1 – корпус; 2 – поршень

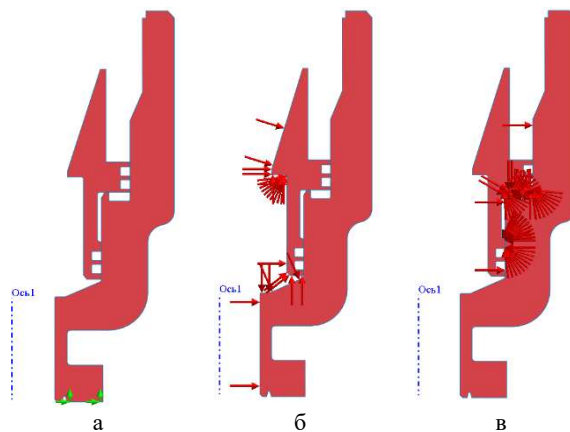


Рис. 4. Схема граничних умов:

а – фіксування корпусу превентора;
б – дія тиску робочого середовища (70 МПа);
в – дія тиску гідропривода (14 МПа)

Зазорів між корпусом та поршнем превентора наведено на рисунку 5.

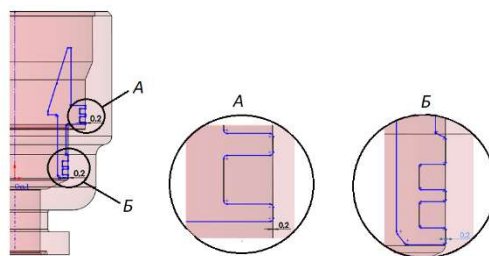


Рис. 5. Зазори між корпусом та поршнем превентора

У дослідженні враховано дві пари контактів деталей: по нижньому зазору (нижні ущільнення); по верхньому зазору (верхні ущільнення) (рис. 6). Коефіцієнт тертя між ними прийнято рівним 0,2.

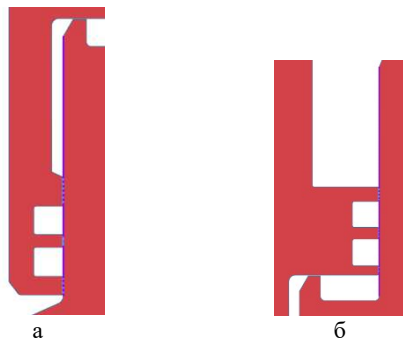


Рис. 6. Контакти деталей превентора:
а – перша пара контату; б – друга пара контакту

З метою отримання точніших результатів імітаційного моделювання під час побудови сітки скінченних елементів використано інструмент, який дозволив зменшити розміри елементів сітки. Отримана сітка скінченних елементів наведена на рисунку 7.

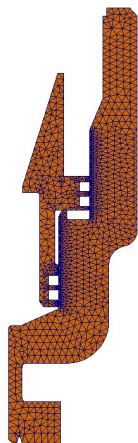


Рис. 7. Сітка скінченних елементів

На рисунках 8-11 наведено результати проведеного імітаційного моделювання.

Проаналізувавши розподіл та величини еквівалентних напружень за Мізесом, встановлено, що їх максимальні значення становлять 760 МПа та концентруються у нижній частині корпусу превентора. Максимальні переміщення при заданих граничних умовах складають 0,54 мм. Необхідно зауважити, що найбільших переміщень зазнає корпус превентора, а не поршень, оскільки останній впирається у внутрішню поверхню корпусу, за рахунок чого і обмежуються його переміщення. При цьому навантаження передається на корпус, та у ділянці їх взаємодії виникає контактний тиск, максимальне значення якого становить 320 МПа за величини зазору 0,1 мм між корпусом та поршнем. Із збільшенням зазору величина

контактного тиску знижується. При зазорі 0,4 мм поршень перестає контактувати із корпусом.

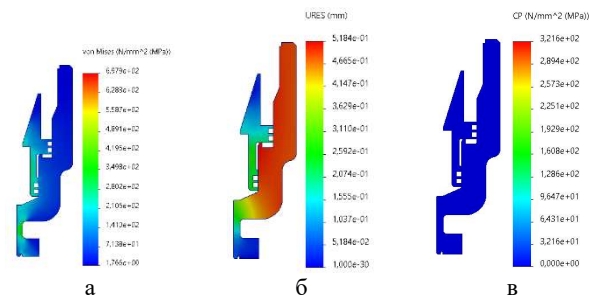


Рис. 8. Результати імітаційного моделювання при зазорі між поршнем та корпусом превентора величиною 0,1 мм:

а – еквівалентні напруження за Мізесом;
б – переміщення; в – контактний тиск

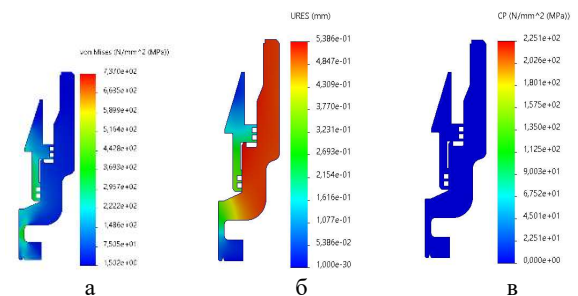


Рис. 9. Результати імітаційного моделювання при зазорі між поршнем та корпусом превентора величиною 0,2 мм:

а – еквівалентні напруження за Мізесом;
б – переміщення; в – контактний тиск

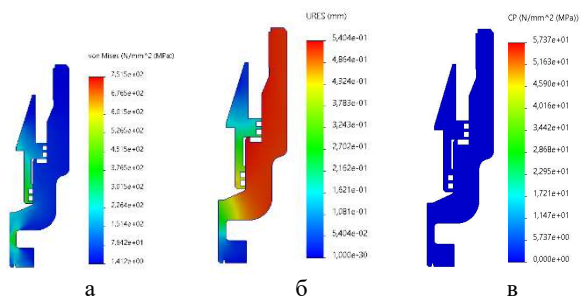


Рис. 10. Результати імітаційного моделювання при зазорі між поршнем та корпусом превентора величиною 0,3 мм:

а – еквівалентні напруження за Мізесом;
б – переміщення; в – контактний тиск

Отже, з аналізу результатів імітаційного моделювання встановлено, що величина зазору між поршнем та корпусом превентора впливатиме на напружено-деформований стан цих елементів і, відповідно, зі збільшенням величини зазору поверхні поршня не контактуватимуть із внутрішніми поверхнями корпусу. При цьому, робота ущільнюючих

елементів буде ускладнена. Ускладнення полягатиме в тому, що при збільшенні зазору між корпусом та поршнем та при дії тиску ущільнення витискатиметься у зазор. Внаслідок цього буде пришвидшуватись його вихід з ладу. Тому під час ремонту необхідно слідкувати за величиною відповідних розмірів елементів превентора та їх станом, оскільки від цього значно залежить безпека робітників, що його експлуатують, екологічна безпека тощо.

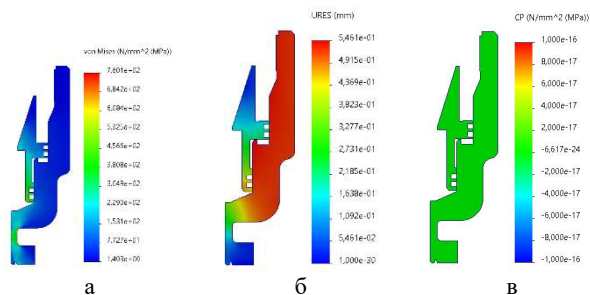


Рис. 11. Результати імітаційного моделювання при зазорі між поршнем та корпусом превентора величиною 0,4 мм:

а – еквівалентні напруження за Мізесом;
б – переміщення; в – контактний тиск

Висновки

Для прискореного та більш повного дослідження напружено-деформованого стану елементів універсального превентора побудовано його тривимірну модель. Під час дослідження застосовано осесиметричну модель елементів превентора, що дозволило пришвидшити процес імітаційного моделювання, не знижуючи точність отримуваних результатів.

За результатами імітаційного моделювання встановлено ділянку концентрації максимальних напружень у корпусі превентора та величини цих напружень, які становлять 760 МПа при заданих граничних умовах. Також встановлено, що при зазорі між корпусом і поршнем величиною 0,1 мм відбувається їх взаємодія, яка призводить до виникнення контактного тиску величиною 320 МПа. При величині зазору 0,4 мм поршень з корпусом не контактують. У випадку збільшення величини зазору між поршнем та корпусом погіршуються умови роботи ущільнюючих елементів, що може призвести до передчасного виходу їх з ладу.

Література

1. Jon Espen Skogdalen, Ingrid B. Utne, Jan Erik Vinnem, Developing safety indicators for preventing offshore oil and gas deepwater drilling blowouts. *Safety Science*. 2011. Vol. 49. Iss. 8-9. P. 1187-1199. ISSN 0925-7535. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ssci.2011.03.012>.
2. Bubbico R.; Lee S.; Moscati D.; Paltrinieri N. Dynamic assessment of safety barriers preventing escalation in offshore Oil&Gas. *Saf. Sci.* 2019. Vol. 121. P. 319-330.
3. Necci A., Tarantola S., Vamanu B., Krausmann E., Ponte L. Lessons learned from offshore oil and gas incidents in the Arctic and other ice-prone seas. *Ocean. Eng.* 2019. Vol. 185. P. 12–26.
4. Guo Lianglin, Zeng Yijin, Huang Jian, Wang Zhiliang, Li Junxiong, Han Xueying, Xia Chengyu, Qian Liqin. Fatigue Optimization of Rotary Control Head Rubber Core Based on Steady Sealing. *Engineering Failure Analysis*. 2021. Vol. 132. art. 105935. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105935>.
5. Li Wang, Tang Yang, Liu Qingyou, He Yufa. Simulation and experimental analysis of critical stress regions of deep-water annular blowout preventer. *Engineering Failure Analysis*. 2019. Vol. 106. art. 104161. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104161>.
6. Li Wang, Tang Yang, Liu Qingyou, He Yufa. Simulation and experimental analysis of critical stress regions of deep-water annular blowout preventer. *Engineering Failure Analysis*. 2019. Vol. 106. art. 104161. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104161>.
7. Dassault Systemes. Theoretical Manual Solid-Works Simulation. Dassault Systemes, 2015. 114 p

References

1. Jon Espen Skogdalen, Ingrid B. Utne, Jan Erik Vinnem, Developing safety indicators for preventing offshore oil and gas deepwater drilling blowouts. *Safety Science*. 2011. Vol. 49. Iss. 8-9. P. 1187-1199. ISSN 0925-7535. URL: <https://doi.org/10.1016/j.ssci.2011.03.012>.
2. Bubbico R.; Lee S.; Moscati D.; Paltrinieri N. Dynamic assessment of safety barriers preventing escalation in offshore Oil&Gas. *Saf. Sci.* 2019. Vol. 121. P. 319-330.
3. Necci A., Tarantola S., Vamanu B., Krausmann E., Ponte L. Lessons learned from offshore oil and gas incidents in the Arctic and other ice-prone seas. *Ocean. Eng.* 2019. Vol. 185. P. 12–26.
4. Guo Lianglin, Zeng Yijin, Huang Jian, Wang Zhiliang, Li Junxiong, Han Xueying, Xia Chengyu, Qian Liqin. Fatigue Optimization of Rotary Control Head Rubber Core Based on Steady Sealing. *Engineering Failure Analysis*. 2021. Vol. 132. art. 105935. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2021.105935>.

5. Li Wang, Tang Yang, Liu Qingyou, He Yufa. Simulation and experimental analysis of critical stress regions of deep-water annular blowout preventer. Engineering Failure Analysis. 2019. Vol. 106. art. 104161. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104161>
6. Li Wang, Tang Yang, Liu Qingyou, He Yufa. Simulation and experimental analysis of critical stress regions of deep-water annular blowout preventer. Engineering Failure Analysis. 2019. Vol. 106. art. 104161. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104161>.
7. Dassault Systemes. Theoretical Manual Solid-Works Simulation. Dassault Systemes, 2015. 114 p

Shostakivskyi I. I., Mosora Y. R., Liakh M. M., Vriukalo V. V., Mykhailiuk V. V., Borushchak L. O.
Study of the stress-strain state of the elements of the annular preventor

The article considers the role and design features of blowout prevention equipment, in particular the annular preventer, which is used during the drilling of oil and gas wells. The casing and drilling string separate the wellbore, and the annular gap between them is filled with drilling fluid, which creates hydrostatic pressure to control the release of formation fluids. The annular preventer, as a part of blowout prevention equipment, provides sealing of the annular space, allowing simultaneous rotation and threading of drill pipes, which increases the safety and efficiency of the drilling process. The work also provides information related to the analysis of foreign and domestic research and publications on the topic of the study. The main working element in the design of the annular preventer is an annular rubber seal, which is subjected to cyclic loads and fatigue failure due to the passage of the drilling string through it. However, the body and piston of the annular preventer are subjected to high pressure, which leads to the emergence and concentration of significant stresses in certain areas. In order to determine the magnitudes and zones of stress concentration, a three-dimensional model of an annular preventer was built. Only two of its elements were used for the study: the housing and the piston. The pressures used during the study were 14 and 70 MPa. The study took into account

the gap between the housing and the piston. It was found that with small gaps between the piston and the housing under the adopted boundary conditions, their interaction occurs, as a result of which contact pressure appears. The maximum value of this pressure is 320 MPa with a gap between the working surfaces of the housing and the piston of 0.1 mm. With a gap of 0.4 mm and similar boundary conditions, contact pressure is not observed. Further increase in the gap may lead to faster failure of the sealing collars. The work emphasizes the importance of monitoring the technical condition of annular preventers and the accuracy of their repair to ensure the safety of workers and prevent emergencies during the drilling of oil and gas wells.

Keywords: well construction, anti-fallout equipment, fluid manifestation, annular preventer, simulation modeling, stress-strain state, stress, contact pressure.

Шостаківський Ігор Іванович – старший викладач кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Мосора Юрій Романович – старший викладач кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Лях Михайло Михайлович – к.т.н, професор кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Врюкало Віктор Володимирович – к.т.н, доцент кафедри кафедра комп'ютеризованого машинобудування Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Михайлюк Василь Володимирович – к.т.н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Борушак Любомир Онуфрійович – к.т.н, доцент кафедри кафедра комп'ютеризованого машинобудування Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Стаття подана 10.03.2025.