

Література

1. ВБН В.2.3-00018201.04-2000. Розрахунки на міцність діючих магістральних трубопроводів з дефектами. – К.: Держнафтогазпром, 2000. – 57 с.
2. Оцінка тріщиностійкості магістральних трубопроводів за критичними коефіцієнтами інтенсивності напружень / Є.І.Крижанівський, В.П.Рудко, О.О.Онищук, Д.Ю.Петрина // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – № 1(6). – С. 6-11.
3. Сухарев И.П. Экспериментальные методы исследования деформаций и прочности. – М.: Машиностроение, 1987. – 212 с.
4. Бухвостова Н.Г., Попов К.В. Опыт математического выражения зависимости ударной вязкости малоуглеродистой стали от температуры испытаний и содержания углерода // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 1966. – № 12. – С. 111-115.
5. Механика разрушения и прочность материалов.: Справочное пособие: В 4-х т. / Под общей ред. Панасюка В.В. – К.: Наук. думка, 1988. – Т. 1: Основы механики разрушения материалов / Панасюк В.В., Андрейкив А.Е., Партон В.З. – 487 с.
6. Конрад Г. Текучесть и пластическое течение о.ц.к. металлов при низких температурах // В кн.: Структура и механические свойства металлов. – М.: Металлургия, 1967. – С. 225-254.

УДК 539.4

ОЦІНКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТА ЇЇ ВПЛИВ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ НАСОСНИХ ШТАНГ

¹В.М.Івасів, ¹В.І.Артим, ¹В.Р.Харун, ²П.В.Пушкар

¹ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42002;
e-mail: public@nuing.edu.ua

²НГВУ “Надвірнанафтогаз”, 78400, м. Надвірна, вул. Грушевського, 13

Работа посвящена оценке эксплуатационной нагрузки насосных штанг и её влияния на их долговечность. Проанализированы результаты эксплуатационной нагрузки насосных штанг на работающей скважине, полученные с помощью разработанной конструкции динамографа с датчиком малых перемещений. Для анализа используются ранее проведенные экспериментальные исследования насосных штанг на коррозионную усталость. Расчеты производятся по разработанной методике с учетом закономерностей накопления коррозионно-усталостного повреждения.

The paper is dedicated to an estimation of operation load on pump rods and its influencing on their durability. The results of pump rods operation load on an operating oil well obtained with the help of a designed construction of a dynamograph with the sensor of small movements are parsed. For analysis the earlier held experimental researches of pump rods on a corrosion fatigue will be used. The analysis of results is made under the designed method of application with allowance for of regularities of upbuilding of corrosion-fatigue damage.

Як відомо, понад 70% діючих свердловин України оснащені свердловинними штанговими насосними установками (СШНУ). Дане співвідношення зберігається і при введенні в експлуатацію нових свердловин.

Найбільша кількість аварій пов'язана з глибинним обладнанням, а саме: насосом та колоною штанг. Глибинний насос – це деталь установки, довговічність якої є найменшою. Відмови насоса через зношування є передбачуваними, оскільки не мають раптового характеру, і при своєчасній заміні зношених деталей не призводять до аварійних ситуацій.

Найбільш небезпечними є аварії, пов'язані з поломкою насосних штанг (НШ), оскільки вони приводять до значних простоїв всієї СШНУ, викликаних ловильними та відновлювальними роботами. Змінні навантаження розтягу, а в нижній частині і стиску, вплив корозійно-активного середовища та інших експлуатаційних факторів призводять до появи та інтенсивного

розвитку корозійно-втомних тріщин і, як наслідок, до руйнування та обриву колони штанг. Кількість підземних поточних ремонтів, пов'язаних з аварійністю колони штанг, тільки по НГВУ “Надвірнанафтогаз” за три останні роки склала 97, з яких 68 аварій колони штанг та 29 заміни полірованого штоку. У зв'язку з цим проблема забезпечення надійності колони насосних штанг є надзвичайно актуальною.

Важливе теоретичне та практичне значення для вирішення цієї проблеми має розробка методики оцінки довговічності колони насосних штанг (КНШ) з урахуванням впливу експлуатаційних факторів.

Оцінці довговічності КНШ присвячена велика кількість теоретичних та експериментальних досліджень [1-4]. Так, в роботі [3] приведені криві втоми як нових, так експлуатованих насосних штанг після їх відновлення технологічними методами. Але існує обмежена кількість робіт, які б були присвячені питанню оці-

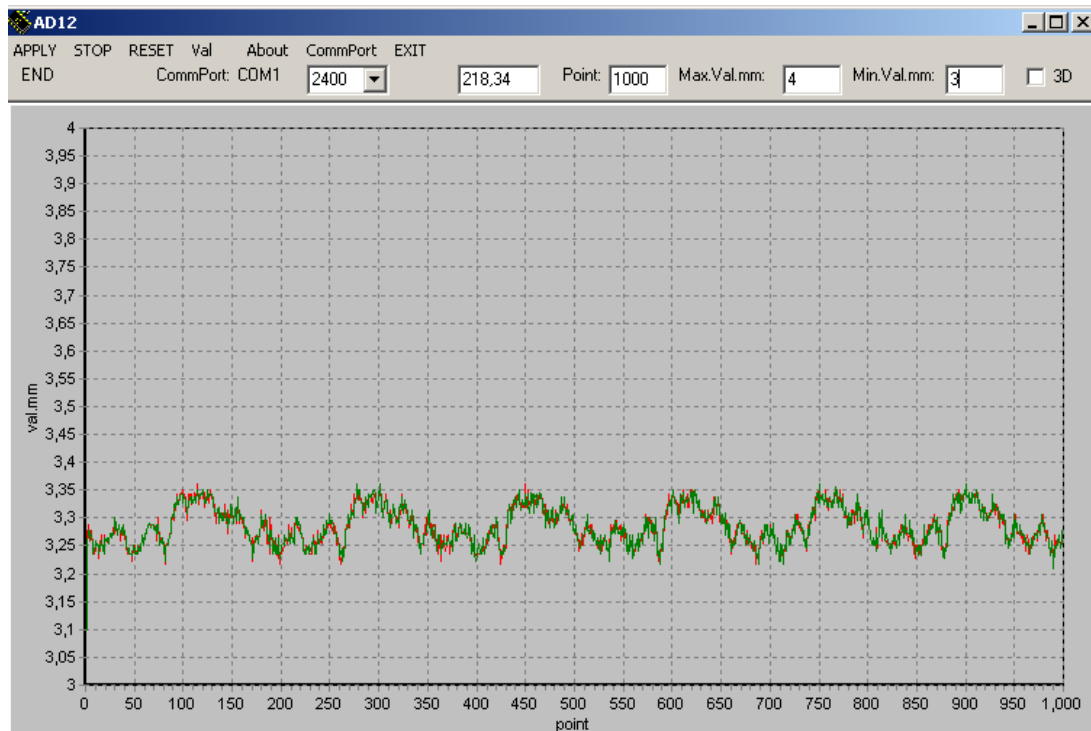


Рисунок 1 — Запис сигналів давача на свердловині № 4 Довбушано-Бистрицького нафтового родовища

нки навантажування та його впливу на довговічність насосних штанг у визначених умовах експлуатації. Також недостатньо вивченими є такі важливі для забезпечення надійності насосних штанг питання як вичерпання ресурсу та кінетика втомного пошкодження в процесі експлуатації.

Тому метою даної роботи є розроблення експериментально-розрахункового методу оцінки навантаженості та прогнозування довговічності КНШ в визначених умовах експлуатації.

На нафтових родовищах України основним методом визначення навантаженості штангової колони та проведення аналізу технічного стану глибинного обладнання залишається метод аналізу динамограм, отриманих за допомогою гідравлічних динамографів. Суттєвим недоліком цього методу є складність їх комп'ютерної обробки. Крім того, конструкційні особливості записуючого пристрою гідравлічного динамографа не дозволяють отримати графік навантажування з урахуванням високочастотних коливань, які неминуче виникають в КНШ і можуть суттєво вплинути на її довговічність. Тому для отримання реальної картини експлуатаційного навантажування в зручній для комп'ютерної обробки формі нами обґрунтовано та проведено удосконалення конструкції гідравлічного динамографа з використанням сучасного давача малих переміщень [5].

Для апробації вимірювальної системи з використанням індуктивного давача малих переміщень проведено промислові дослідження в НГВУ "Надвірнанафтогаз" ВАТ "Укрнафта". Експерименти проводились на свердловинах № 4, 88 та 90 Довбушано-Бистрицького нафто-

вого родовища, які оснащені штанговими глибинонасосними установками. Привід штангового насоса – двоплечий верстат-качалка UP12T-3000-5500. Система зрівноважування верстата-качалки – кривошипна, на кривошипях встановлено по 2 пари противаг загальною масою 5640 кг. Приклад запису сигналів давача на свердловині № 4 наведено на рис. 1.

Характеристики глибинного обладнання під час експерименту:

- діаметр насоса – 32 мм;
- кількість качань балансира в хв. – 8;
- довжина ходу плунжера – 3 м.

Колона насосних штанг складається з трьох ступенів:

- 1 ступінь – 42 НШ з діаметром 25 мм;
- 2 ступінь – 77 НШ з діаметром 22 мм;
- 3 ступінь – 99 НШ з діаметром 19 мм.

Глибина підвіски насоса – 1791 м.

Протитиск на гирлі – 1.7 МПа.

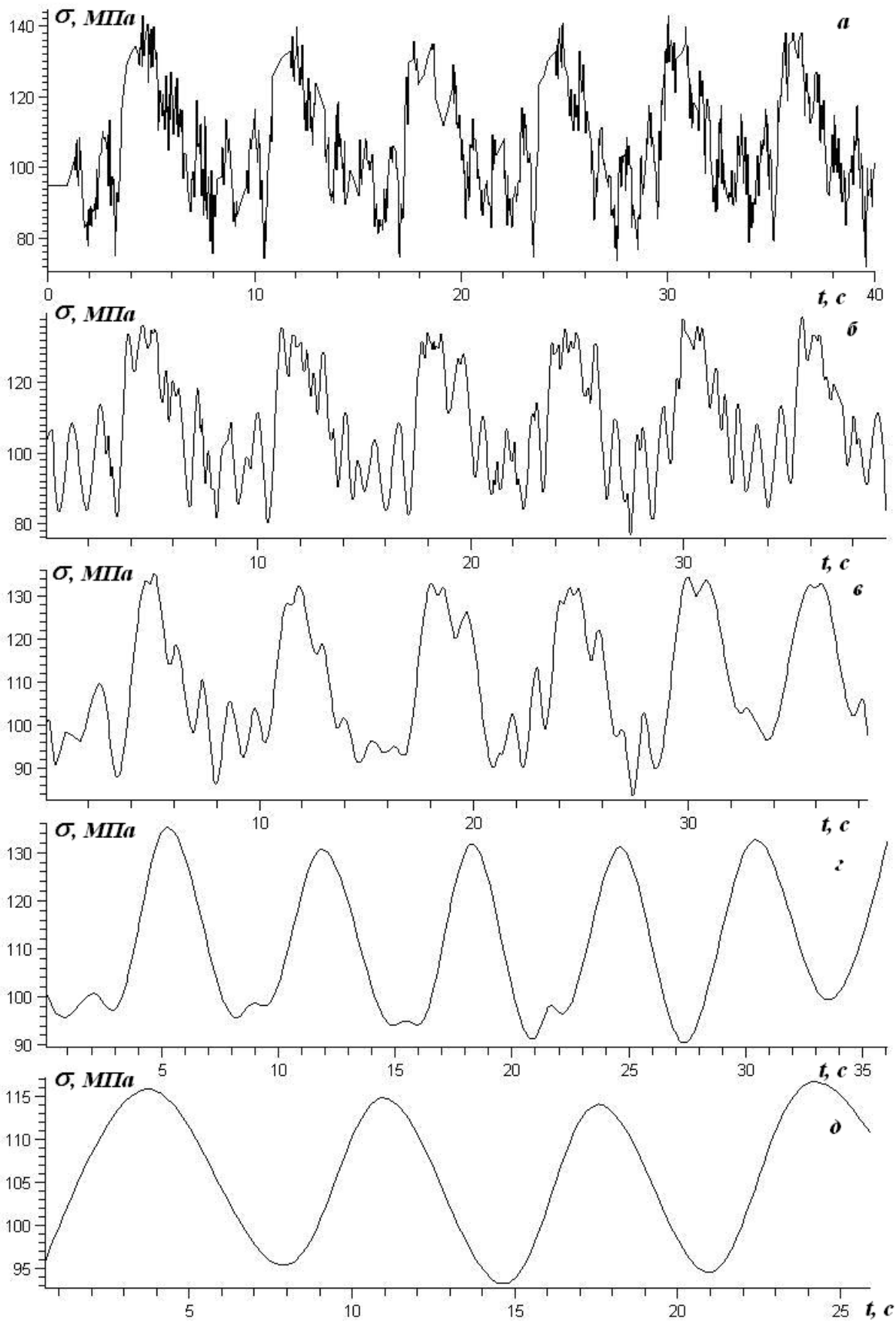
Побудова графіка діючого на полірований шток навантажування проводиться згідно з тарувальною характеристикою пристрою [5].

Прогнозування довговічності слід проводити для небезпечного перерізу КНШ. З аналізу аварійності [6] відомо, що одними з найбільш небезпечних в багатоступеневій КНШ є ділянки переходу на меншу ступінь.

Тому спочатку звели процес навантажування до початку ступені НШ 19 мм шляхом віднімання ваги верхніх ступенів від загальної навантаженості на полірованому штоку.

Дослідження проводились за наступною методикою. На першому етапі за методом вкладених циклів [7] з допомогою розробленого програмного забезпечення [8] провели схе-

матизацію процесу. Графічне зображення схематизованого процесу наведено на рис. 2.



a – 1; б – 2; в – 3; г – 4; д – 5 етапи схематизації

Рисунок 2 — Схематизований процес навантаження

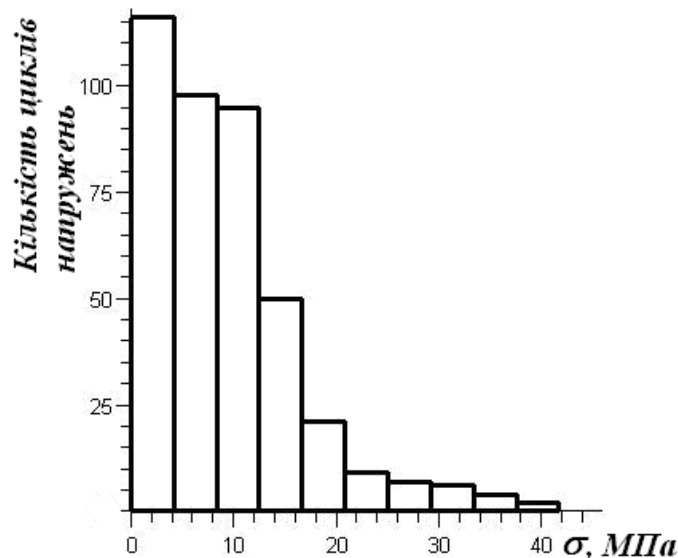


Рисунок 3 — Гістограма розподілу еквівалентних напружень в блоці навантажування

Звертає на себе увагу дуже складний характер процесу навантажування з великою кількістю високочастотних складових. Крім того, можна відмітити значну широкосмужність процесу, про що свідчать 5 етапів схематизації [7, 8].

Другим етапом обробки є приведення усіх асиметричних циклів навантажування до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних. В результаті приведення за наведеною в [9] методикою отримано блок напружень, який складається з 408 циклів з максимальним напруженням 41,7 МПа. Розподіл еквівалентних напружень в блоці проілюстровано на рис. 3. Як видно з рис. 3, розподіл характеризується великою кількістю напружень низького рівня. Так, в блоці є 93% напружень, менших 20 МПа.

Проведені нами раніше дослідження [10] показали, що медіанна границя корозійної витривалості нових НШ з діаметром 19 мм $\sigma_{-1} = 101$ МПа. Таким чином, рівень експлуатаційних напружень значно нижчий σ_{-1} , що мало б свідчити про високу довговічність НШ в умовах корозійної втоми. Але на практиці [1, 4, 6] ми спостерігаємо досить суттєву аварійність роботи колони насосних штанг з причини її корозійно-втомного руйнування. При цьому типовий розподіл кількості корозійно-втомних руйнувань КНШ в залежності від часу експлуатації має такий характерний вигляд: перші 2-3 роки експлуатації спостерігається зростання кількості аварій, потім їх зниження, стабілізація, і, після 8-10 років, поступове збільшення до повного вичерпання ресурсу.

На нашу думку, це можна пояснити такими міркуваннями.

Результати наших експериментальних досліджень довговічності НШ [10] та інших авторів [2, 3, 11-13] свідчать про високий рівень статистичного розсіяння довговічності та границі витривалості промислових НШ. Напри-

клад, беручи до уваги наші результати [10], для імовірності неруйнування 0,9 $\sigma_{-1,0,9} = 21,8$ МПа. При такому значенні границі витривалості довговічність в умовах дослідженого блоку навантажування з урахуванням зниження σ_{-1} складає всього 2,5 доби безперервної роботи. Нами проведені більш глибокі дослідження залежності довговічності від σ_{-1} . Їх результати наведені на рис. 4. Вони свідчать про те, що довговічність при досягненні границею витривалості значень, нижчих максимального рівня блоку експлуатаційних напружень, не перевищує 3 років безперервної роботи. Таким чином, високий рівень аварійності КНШ в початковий період пояснюється наявністю в ній НШ з низькою границею витривалості, близькою до максимального рівня експлуатаційної навантаженості. Другий пік аварійності, який настає після 8-10 років експлуатації, пояснюється незворотнім процесом поступового накопичення корозійно-втомного пошкодження НШ під час експлуатації, який спричинює зменшення високого початкового значення границі витривалості до рівня експлуатаційної навантаженості. Наприклад, наші дослідження показали зменшення медіанного значення границі витривалості за 8 років з 101 до 62,6 МПа [10].

Таким чином, можна зробити висновок про необхідність урахування при розрахунках довговічності НШ не тільки медіанного значення границі витривалості, але і її розсіяння та закономірності зниження в процесі експлуатації. На нашу думку, доцільним є комплексний метод оцінки довговічності та залишкового ресурсу на основі спільного аналізу результатів навантаженості, наведеному в даній роботі, та досліджень кінетики корозійно-втомного пошкодження [10, 14]. Такий аналіз дозволить визначити довговічність та залишковий ресурс НШ і, що не менш важливо, слугуватиме потужним

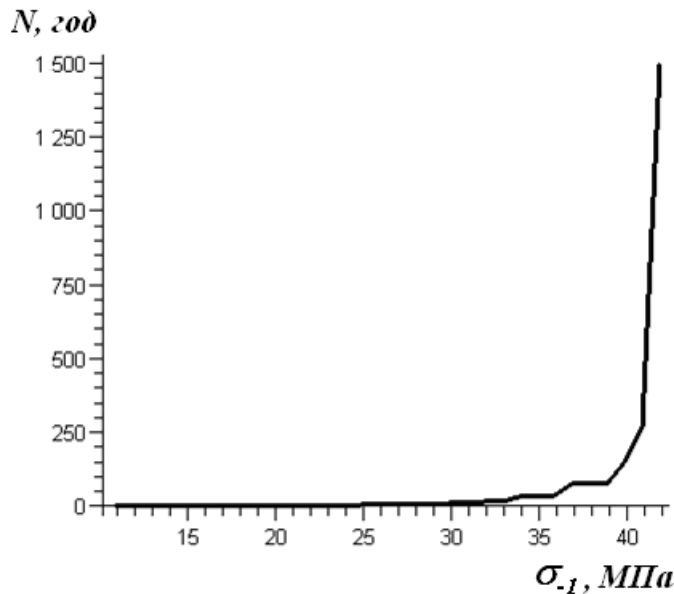


Рисунок 4 — Залежність довговічності насосної штанги від значення її границі витривалості в умовах експлуатаційного навантаження

інструментом підвищення ефективності використання СШНУ, їх надійності при виборі оптимальних режимів роботи установок в залежності від експлуатаційних факторів.

Література

1. Бабаев С.Г. Надёжность нефтепромыслового оборудования. – М.: Недра, 1987. – 263 с.
2. Ратич Л.В., Федорович Я.Т. Методика визначення довговічності насосних штанг із врахуванням тріщиностійкості матеріалу // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ, 1994. – №31. – С. 67-80.
3. Копей Б.В., Федорович Я.Т. Устранение технологических и эксплуатационных дефектов насосных штанг с одновременным их упрочнением // Обзорная информация. Сер.: Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности. – М., ВНИИОЭНГ, 1987. – 42 с.
4. Адонин А.Н. Добыча нефти штанговыми насосами. – М.: Недра, 1979. – 213 с.
5. Івасів В.М., Харун В.Р., Пушкар П.В., Артım В.І., Атаманчук І.С. Удосконалення експериментального дослідження навантаження колони насосних штанг / Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2005. – № 3 (12). – С. 31-36.
6. Копей Б.В. Анализ отказов и определение параметров надежности насосных штанг по НГДУ "Долинанефтегаз" // НТИС ВНИИОЭНГ. Сер.: Защита от коррозии и охрана окружающей среды. – 1992. – № 5. – С. 7-10.
7. Крижанівський Є.І., Івасів В.М., Артım В.І., Нікітюк В.М. Схематизація випадкового навантаження методом вкладених циклів // Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ. – 2002. – № 2. – С. 47-54.
8. Артım В.І., Пушкар П.В. Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантаженні // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2004. – № 1. – С 19-24.
9. Івасів В.М., Артım В.І., Пушкар П.В., Козак О.М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин // Машинознавство. – 2003. – № 12. – С. 17-20.
10. Артım В.І., Івасів В.М., Федорович Я.Т., Пушкар П.В. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 2. – С. 79-82.
11. Копей Б.В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання: Дис. докт. техн. наук. – Івано-Франківськ, 1996. – 478 с.
12. Тараевский С.И. Повышение долговечности насосных штанг, эксплуатирующихся в сероводородсодержащих средах: Дисс. канд. техн. наук. – Москва, 1984. – 178 с.
13. Копей Б.В., Федорович Я.Т., Сычев Ю.С., Лесовой Г.А. Опыт упрочнения новых и восстановления ресурса бывших в эксплуатации насосных штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 1991. – № 28. – С. 104-110.
14. Івасів В.М., Артım В.І., Пушкар П.В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей в типових умовах експлуатації // Тези доповідей 7 Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків (МСУІМЛ-7). – Львів. – 2005. – С. 73.