

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОПРИВІДНОГО МЕМБРАННОГО НАСОСА ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ ВИСОКОВ'ЯЗКИХ І АГРЕСИВНИХ РІДИН

Приведены результаты экспериментального исследования разработанного насосного гидроприводного агрегата. Изучено взаимное влияние и получены графические зависимости между параметрами приводной гидросистемы и насосного гидроприводного агрегата.

The results of experimental research of the developed hydraulically driven pump are given. Interference is studied and graphic dependences between power-drive hydraulic system and hydraulically driven pump parameters are obtained.

Постановка проблеми

На даний час існує велика кількість конструкцій насосів, проте не дивлячись на це є ряд середовищ, перекачування яких традиційними засобами в ряді випадків неефективне, пов'язане з додатковими витратами або різного роду складнощами. До таких середовищ відносяться високов'язкі, абразивовмісні, хімічно активні, газонасичені, токсичні, летючі, радіоактивні, сильно забруднені та такі, що містять велику кількість твердої фази, волокнистих включень та ін.

Одним з основних етапів в розробці нових конструкцій насосних гідроприводних агрегатів зворотно-поступальної дії, що керовані за допомогою автоматичних блоків керування – комбінованих автоматичних гідророзподільників, є експериментальне дослідження з метою визначення основних параметрів насосного гідроприводного агрегата (НГПА) в цілому і його гідропривода зокрема при зміні робочих характеристик приводної гідросистеми.

Формулювання мети і задач

Метою роботи є експериментальне визначення робочих параметрів і характеристик НГПА та його гідропривода при зміні робочих характеристик приводної гідросистеми.

Для досягнення поставленої мети розв'язувались наступні задачі:

- перевірка працездатності об'єкта досліджень – експериментального зразка НГПА;
- перевірка адекватності прийнятих припущень при складанні математичних моделей робочого процесу;
- встановлення реальних закономірностей зміни робочих режимів при регулюванні

параметрів гідропривода і комбінованого автоматичного гідророзподільника (АГР);

- підтвердження основних положень теоретичного аналізу динаміки робочого процесу НГПА і АГР.

Першочерговою задачею експериментальних випробувань була перевірка працездатності об'єкта досліджень – експериментального зразка НГПА, керованого комбінованим АГР.

Перед проведенням експериментальних досліджень було попередньо визначено параметри, що підлягають реєстрації і обробці. Необхідність і достатність цих параметрів виходила з можливостей розв'язання задач, які ставилися перед експериментальними дослідженнями.

Викладення основного матеріалу

Експериментальне дослідження НГПА проводилось в науково-дослідній лабораторії гідродинаміки Вінницького національного технічного університету. Для експериментальних досліджень був спроектований і виготовлений стенд, гідрокінематичну схему якого показано на рис. 1.

Під час проведення експериментальних досліджень виконувались наступні роботи:

1. Визначення параметрів для підтвердження ряду припущень, що були прийняті при аналітичному дослідженні: втрат на механічне сухе і в'язке тертя при переміщенні виконавчого органу – поршня з мембраною і рухомих елементів комбінованого АГР; коефіцієнтів, що характеризують приведену податливість гідросистеми; витоки і перетоки рідини у вузлах ущільнень плунжера і поршня, а також витоки по технологічних зазорах рухомих

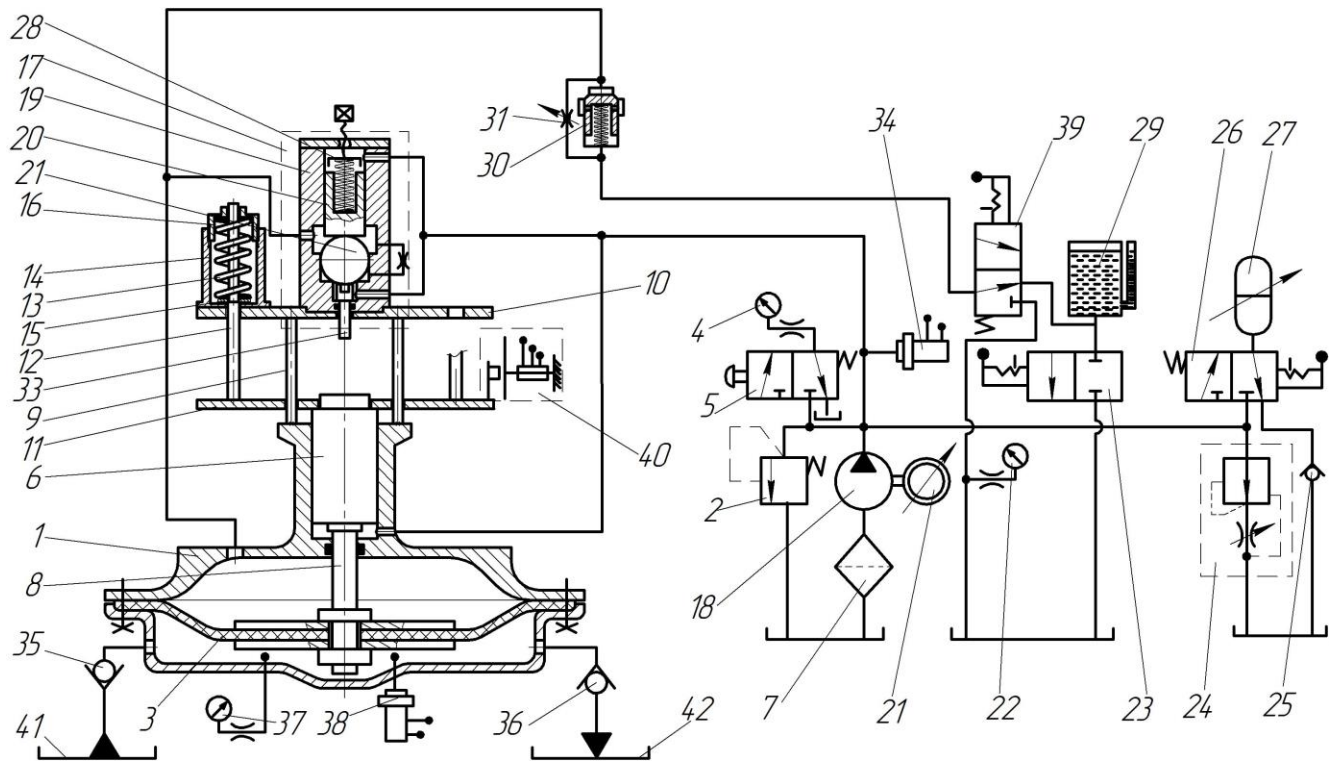


Рис. 1. Принципова гідрокінематична схема випробувального стенда

посадочних поверхонь; жорсткісні характеристики пружних елементів повернення.

2. Вимірювання та реєстрація за допомогою ЕОМ через аналого-цифровий перетворювач основних параметрів робочих процесів (тиску робочої рідини в напірній та зливній магістралях; тиску перекачуваної рідини в насосній камері; переміщень поршня і з'єднаної з поршнем мембрани; витрати робочої рідини, числа ходів) при зміні робочих характеристик приводної гідросистеми.

3. Порівняння результатів експериментального і теоретичного дослідження.

Гідравлічний випробувальний стенд [1] містить насос 18, запобіжний клапан 2, максимальний тиск в гідросистемі налагоджувався за манометром 4 (типу МТ-2, верхня межа 20 МПа, серія 72-75, діаметр шкали 60 мм, клас точності 4), який сполучається з нею за допомогою гідророзподільника 5. Основними вузлами гідравлічного випробувального стенда є корпус насоса 1, мембрана 3, поршень 6, встановлений зі штоком 8 в корпусі насоса 1, жорстко з'єднана з корпусом 1 стійками 9 перша пластина 10, друга пластина 11, виконана з можливістю переміщення вздовж стійок 9, напрямні 12 з уступами, жорстко з'єднані з другою пластиною 11, силові пружини 13, розташовані в стаканах 14 і підтиснуті з однієї сторони шайбами 15, а з іншої – регульованими упорами 16, АГР 17. АГР 17 складається з корпусу 19, підпружиненого регульованою пружиною 28 відносно корпусу 19, плунжера 20, встановленого з можливістю контакту із кулькою 21, та вільно розташованого в корпусі 19 плунжера-штовхача 33, виконаного з можливістю контакту з кулькою 21,

причому корпус 19 жорстко з'єднаний з першою пластиною 10. Підпірний клапан 30 з регульованим дроселем 31 встановлені у зливній магістралі. В насосній камері встановлені всмоктуючий 35 і нагнітальний 36 клапани.

Конструктивні розміри АГР 17 виконані у наступному співвідношенні: $d_1 < d_2 < d_3$, де d_1 – діаметр сідла під кульку 21, d_2 – діаметр плунжера 20, d_3 – діаметр кульки 21.

Регулювання витрати робочої рідини в гідросистемі здійснювалося в ручному режимі за допомогою регулятора витрат 24 (типу ПГ-55-24) з дроселем типу Г 55-25 та в автоматичному режимі здійснювалося регулюванням числа обертів приводного двигуна 21 за допомогою частотного перетворювача "Altivar 28" фірми Schneider Electric. Насос 18 сполучено з сітчастим фільтром 7, вбудованим у всмоктуючий відсік гідробака. Зливні гідролінії сполучені з гідробаком.

При запуску приводного насоса 18 робоча рідина під тиском надходить в приводну порожнину насосного вузла, а також по напірній магістралі та напірній лінії в підклапанну і надклапанну порожнини АГР 17. Оскільки на першому ступені площа поперечного перерізу кульки 21, по якій вона притиснута до сідла, виконаного в корпусі 19 АГР 17, зі сторони підклапанної порожнини АГР 17, менше площі плунжера 20 зі сторони надклапанної порожнини, то кулька 21 під дією різниці сил тиску буде надійно притиснута до ущільнюючої фаски сідла, виконаного в корпусі 19. При цьому робоча рідина заповнює приводну порожнину насосного вузла і поршень 6, який з одного боку зв'язаний штоком 8 з мембраною 3, встановленою в корпусі

насоса 1, а з іншого боку механічно зв'язаний з другою пластиною 11, переміщується в верхнє положення. При русі поршня 6 вгору відбувається стиснення силових пружин 13 і витіснення робочої рідини з проміжної камери насосного вузла на злив через гідролінію, зливну магістраль та встановлені в ній підпірний клапан 30 і регульований дросель 31, а також всмоктування перекачуваної рідини у насосну камеру насосного вузла через всмоктуючий клапан 35.

При проходженні заданої величини робочого ходу поршень 6 контактує з плунжером-штовхачем 33, один кінець якого відтискає кульку 21 від ущільнючої фаски сідла, виконаного в корпусі 19, що жорстко з'єднаний з першою пластиною 10. Площа поперечного перерізу кульки 21, на яку діє тиск робочої рідини зі сторони підклапанної порожнини АГР 17, збільшується і утворює другу ступінь, що дорівнює площі всього поперечного перерізу кульки 21, яка більше площі поперечного перерізу плунжера 20 з боку надклапанної порожнини. Відтискаючи підпружинений плунжер 20, кулька 21 переміщується вгору, підклапанна порожнина сполучається з проміжною зливною порожниною, і відбувається з'єднання напірної магістралі через гідролінію з проміжною камерою насосного вузла та зі зливом через підпірний клапан 30 і регульований дросель 31, які встановлені у зливній магістралі.

Тиск в зливній магістралі, що забезпечується підпірним клапаном 30 і регульованим дроселем 31, утримує АГР 17 у відкритому положенні. Тиск в напірній магістралі, приводній порожнині насосного вузла та порожнинах АГР 17 падає і під дією силових пружин 13 поршень 6 повертається в початкове положення, витісняючи при цьому перекачувану рідину з насосної камери насосного вузла в напірний трубопровід через нагнітальний клапан 35. Під час зворотного ходу поршня 6 витрата через підпірний клапан 30 і регульований дросель 31, за рахунок заповнення робочою рідиною проміжної камери насосного вузла, зменшується до значення, при якому підпірний клапан 30 закривається, а перепад тиску на регульованому дроселі 31 недостатній для утримання АГР 17 відкритим. Підпружинений регульованою пружиною плунжер 20 притискає кульку 21 до ущільнючої фаски сідла, виконаного в корпусі 19 і злив робочої рідини через підклапанну порожнину в проміжну зливну порожнину припиняється. Далі цикл повторюється.

Оскільки замкнена порожнина АГР 17 через дросель 28 постійно з'єднана з проміжною зливною порожниною, то залишки робочої рідини із замкненої порожнини АГР 17 перетікають до проміжної зливної порожнини. Внаслідок цього відбудеться гарантоване притискання кульки 21 до сідла, а також виключається ймовірність утворення протитиску в замкненій порожнині АГР

17, тобто можливість блокування руху кульки 21 та порушення функціонування АГР 17 в цілому. Наявність шайб 15 на уступах напрямних 12 та регульованого упора 16 дає можливість регулювати натяжку пружин 13. Регульована пружина 28 дозволяє здійснювати налагодження АГР 17. Наявність підпірного клапана 30 у зливній магістралі, а також можливість перетоку рідини при відкритті АГР 17 у проміжну камеру насосного вузла суттєво сприяють підвищенню коефіцієнта корисної дії насоса і покращенню стабільності його роботи.

Крім того в гідросистемі передбачено ємність 27 для зміни об'єму гідросистеми до 10 літрів. При дослідженні роботи привода з мінімальним об'ємом гідросистеми ємність 27 відключалась за допомогою гідророзподільника 26.

Записи зміни тиску в напірній магістралі та насосній камері виконувались за допомогою датчиків тиску, відповідно, 34 та 38 з наступною реєстрацією тиску на ЕОМ через аналого-цифровий перетворювач (АЦП) Е-14-140. Реєстрація тиску в зливній магістралі здійснювалась за допомогою манометра 22. Також в насосній камері був встановлений мановакууметр 37 для фіксації величин тиску розрідження та надлишкового тиску нагнітання.

Запис фактичних величин переміщень робочого органу – поршня з мембраною виконувалась магніто-індуктивним датчиком переміщень 40 з наступною реєстрацією тиску на ЕОМ через АЦП Е-14-140.

Вимірювання споживаної потужності здійснювалось за допомогою частотного регулятора "Altivar 28" та ватметра.

Температура мастила вимірювалась дистанційним термометром.

Стенд дозволяє проводити запис режимів роботи при зміні наступних параметрів, крім зміни геометричних і конструктивних параметрів комбінованого АГР та діаметра мембрани:

1. Витрати масла в гідросистемі – зміною перерізу дроселя Г 55-25 (або зміною продуктивності регульованого насоса).

3. Жорсткості гідросистеми, що змінювалась за рахунок зміни об'єму ємності 27, яка через зворотний клапан 25 з'єднана зі зливом.

4. В'язкості мастила, яка змінювалась за рахунок зміни його температури. Робота привода записувалась при $t = (35-40) ^\circ\text{C}$, що відповідало певній в'язкості мастила.

5. Вимірювання фактичної витрати робочої рідини на злив за допомогою мірного посуду 29, що підключається через гідророзподільник 39 до магістралі, яка з'єднує проміжну камеру зі зливом, та через гідророзподільник 23 до зливної магістралі.

Конструктивні параметри і робочі характеристики гідравлічного випробувального

стенда, що включає гідравлічний насосний вузол, комбінований АГР і приводну гідросистему, наведені в таблиці.

Таблиця

Основні конструктивні параметри і робочі характеристики гідравлічного випробувального стенда

Найменування параметра і його позначення	Одиниці вимірювання	Чисельна величина параметра
Продуктивність приводного гідронасоса Q_n , в межах до:	$м^3/с$	до $0,2 \cdot 10^{-3}$
Об'єм гідросистеми W_T :		
мінімальний	$м^3$	$1,5 \cdot 10^{-3}$
максимальний	$м^3$	$9 \cdot 10^{-3}$
Об'єм робочої камери W_I :		
мінімальний	$м^3$	0,0001
максимальний	$м^3$	0,0008
Маси:		
рухомих елементів автоматичного гідророзподільника m_1	кг	0,3
рухомих елементів насосного вузла m_2	кг	5-8
Геометричні розміри елементів:		
автоматичного гідророзподільника:		
- діаметр сідла під кульку d_1	м	0,014
- діаметр плунжера d_2	м	0,018
- діаметр шарика d_3	м	0,025
насосного вузла:		
- діаметр штока d_5	м	0,02
- діаметр поршня d_6	м	0,06
- діаметр жорсткого центру d_7	м	0,15
- діаметр мембрани d_8	м	0,25
Діаметри патрубків:		
напірний $d_{наг}$	м	0,04
Жорсткість пружинних елементів повернення:		
основних силових пружини c_2 (при $n=3$ шт.)	Н/м	$132 \cdot 10^3$
пружини комбінованого АГР c_1	Н/м	$100 \cdot 10^3$

Для вимірювання параметрів досліджуваного НГПА і комбінованого АГР застосовувалася наступна вимірювальна та реєстраційна апаратура і прилади:

1. АЦП фірми "L-CARD" типу E-14-140.
2. Частотний перетворювач "Altivar 28" Telemecanique типу ATV28HU29N4 (1,5 кВт/2HP, 380/500 В).
3. Блок живлення фірми "Sanken Electronic" типу SKS-150-24.
4. Датчик тиску фірми "Метронік" типу "Карат" - ДИ.

5. Датчик тиску-розрідження фірми "Метронік" типу "Карат" - ДИ.

6. Магніто-індуктивний датчик переміщення фірми "MTS Temposonics" типу EP20100MA.

7. Зразковий манометр для тарування датчиків тиску, верхня межа вимірювання 160 кг/см^2 , діаметр корпусу 160 мм, клас точності 1.

8. Мановакууметр 37 типу ОБМВ1-160, верхня межа $(-0,1+0,3) \text{ МПа}$, діаметр шкали 160 мм, клас точності 1,5.

9. Манометр 22 типу ОБМ-160, верхня межа $1,6 \text{ МПа}$, діаметр шкали 160 мм, клас точності 1,6.

10. Ватметр Д5004 (600 В, 5 А).

11. ПЕОМ Acer Intel Pentium M740, 1,73. ГГц, 512 МБ DDR2, video 128 МБ, 15,4", ОС Windows XP SP3.

На рис. 2 показано загальний вигляд експериментального стенда з вимірювальною апаратурою.



Рис. 2. Загальний вигляд експериментального стенда з вимірювальною апаратурою: 1 – НГПА, 2 – датчик тиску, 3 – датчик переміщення, 4 – мановакууметр, 5 – частотний перетворювач, 6 – ватметр, 7 – АЦП, 8 – блок живлення, 9 – ПЕОМ

До і після експериментів датчики тарувались.

Блок-схема ввімкнення датчиків у вимірювальні канали АЦП (рис. 3) передбачає наступну послідовність проведення вимірювань: датчик – АЦП – ЕОМ – осцилограма – тарувальний графік – параметр.

В залежності від програми конкретного дослідження перед його початком проводилася підготовка випробовуваного експериментального зразка НГПА, зокрема, насосного вузла та комбінованого АГР. Виконувалися необхідні вимірювання і регулювання їх конструктивних параметрів, а також робочих характеристик приводної гідросистеми. Зокрема, виконувалось вимірювання і регулювання величини попереднього стиснення пружини повернення елементів АГР та пружин повернення поршня з мембраною. Варіювалися в залежності від цілей експерименту також інші конструктивні параметри. Окрім того, перевірялося закріплення датчиків, стан з'єднувальних дротів, заземлення і

налагоджування вимірювальної апаратури. Величина витрати робочої рідини задавалася перед дослідом і в процесі виконання експерименту контролювалася за допомогою мірного посуду, а необхідна їй подача в гідросистему забезпечувалась дросельним регулятором потоку або зміною продуктивності насоса.

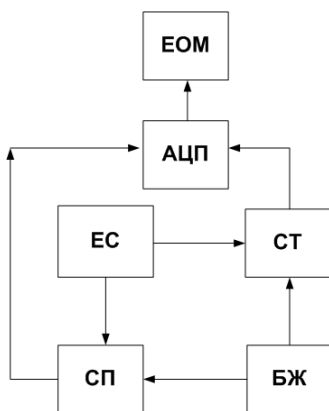


Рис. 3. Блок-схема ввімкнення датчиків у вимірювальні канали АЦП: ЕС – експериментальний стенд, СП – датчик переміщень, СТ – датчик тиску, БЖ – блок живлення.

Реєстрація необхідних в даному досліді параметрів виконувалась після того, як на стенді досягали стабільної роботи досліджуваного експериментального зразка НГПА з комбінованим АГР, а на екрані ЕОМ візуально спостерігалась зміна робочого процесу в часі.

Експериментальні дослідження були направлені на отримання як кількісних, так і якісних характеристик динаміки робочих процесів. На першому етапі досліджень виявлялись загальні закономірності взаємопов'язаного функціонування елементів АГР (кульки та плунжера) і підпружиненого поршня. Це було необхідно для виділення в робочому циклі досліджуваних пристроїв окремих фаз, для кожної з яких потім складалася диференційні рівняння руху рухомих елементів і рівняння нерозривності потоку робочої рідини, які в сукупності створюють математичну модель робочого циклу [2].

На другому етапі досліджувався вплив витрати і тиску робочої рідини, що надходить в гідросистему, на вихідні робочі параметри експериментального насосного вузла, а саме: число ходів, швидкість, тиск. Ці дослідження проводилися при постійних конструктивних параметрах НГПА. Число ходів і швидкість визначалися за осцилограмами переміщення поршня.

На наступних етапах проводилося вивчення впливу конструктивних параметрів на якість функціонування насосного вузла і АГР. Здійснювалася також зміна жорсткостей пружин повернення, максимально можливих переміщень поршня, площі прохідних перерізів дроселів тощо.

На всіх етапах дослідів перевірялась збіжність розрахункових залежностей

досліджуваних параметрів і експериментально отриманих даних. Аналітичні розрахунки досліджуваного НГПА виконувалися для аналогічних параметрів і характеристик, що мають місце при проведенні експериментів.

В ході експериментів, як відзначалося вище, фіксувався поточний тиск в напірній магістралі – $p_n(t)$, зливній магістралі $p_{зл}(t)$ та насосній камері $p_{нк}(t)$, переміщення поршня $x(t)$, а також споживана потужність з мережі $N_{сп}$. Витрата НГПА Q визначалась методом проливи. При цьому з осцилограм робочого процесу визначалися максимальні і мінімальні тиски, максимальні переміщення поршня. За відліками часу обчислювався період робочого циклу, тобто час між двома наступними ходами поршня – $T_{ц}$.

Після обробки експериментальних даних результати представлялись у вигляді графічних залежностей. Так, на рис. 4 наведена типова осцилограма робочого процесу НГПА, а саме: відображена зміна тиску в напірній магістралі $p_n(t)$ та переміщення поршня $x(t)$ при сталих вихідних параметрах приводної гідросистеми (витрата приводного насоса 10 л/хв, тиск в напірній магістралі 60 атм). На рис. 5 наведено графічні залежності основних параметрів НГПА від продуктивності приводного насоса. Дані залежності були отримані шляхом проведення дослідів при зміні числа обертів електродвигуна за допомогою частотного перетворювача “Altivar 28” з відповідною зміною продуктивності приводного насоса від 3,5 л/хв до 12 л/хв. Причому, такі параметри як переміщення поршня та тиск приводного середовища залишалися незмінними, відповідно 17,5 мм та 60 атм. Слід відзначити, що при витраті приводного насоса 7-9 л/хв зливний тиск становив 5 атм, а при збільшенні витрати з 9 до 12 л/хв – 10 атм. Даний факт, а також величина коефіцієнта корисної дії на проміжку 7-9 л/хв свідчить про раціональні

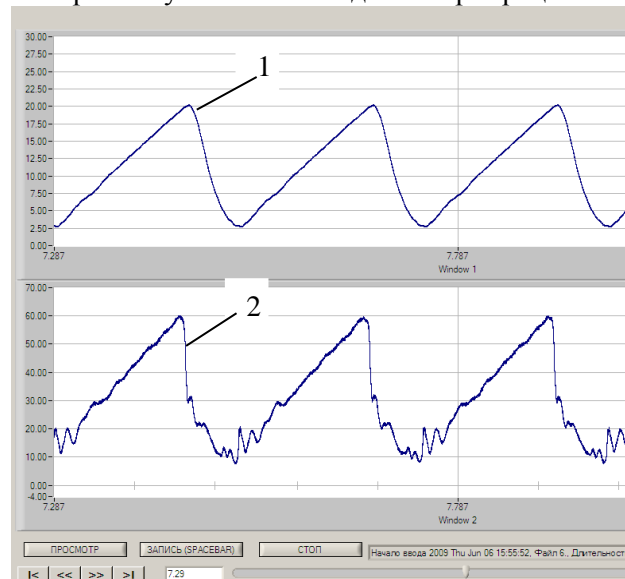


Рис. 4. Осцилограма робочого процесу НГПА: 1 – переміщення поршня $x(t)$, 2 – тиск в напірній магістралі $p_n(t)$

режими експлуатації НГПА. З графіка $Q(Q_n)$ також видно, що при величині витрат приводного насоса менше 7 л/хв , витрата НГПА різко зменшується і при $3,5 \text{ л/хв}$ вже становить близько $1,5 \text{ м}^3/\text{год}$. Тиск НГПА залишається приблизно на одному рівні $2,25\text{-}2,30 \text{ атм}$, що підтверджує можливість незалежного регулювання продуктивності і тиску НГПА.

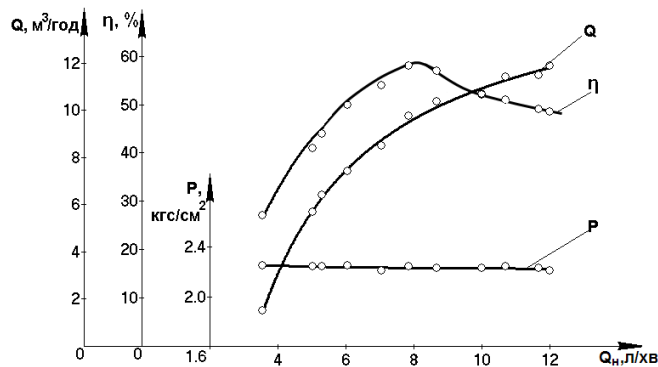


Рис. 5. Залежність основних параметрів НГПА від продуктивності приводного насоса

На рис. 6 показано залежність основних параметрів НГПА від величини переміщення поршня при незмінній витраті приводної гідросистеми – 10 л/хв . Характерною ознакою експлуатації НГПА при такому режимі, як показали досліді, є майже незмінна величина продуктивності НГПА – від $10,7$ до $11,3 \text{ м}^3/\text{год}$, тобто її збільшення на 5% , що в діапазоні зміни тиску НГПА майже на 50% може вважатись несуттєвою величиною. Найбільш раціональною величиною переміщення поршня НГПА, яке б забезпечувало максимальне значення коефіцієнта корисної дії (ККД), як видно з графіка $\eta(l)$, є діапазон в межах $20 \dots 23 \text{ мм}$.

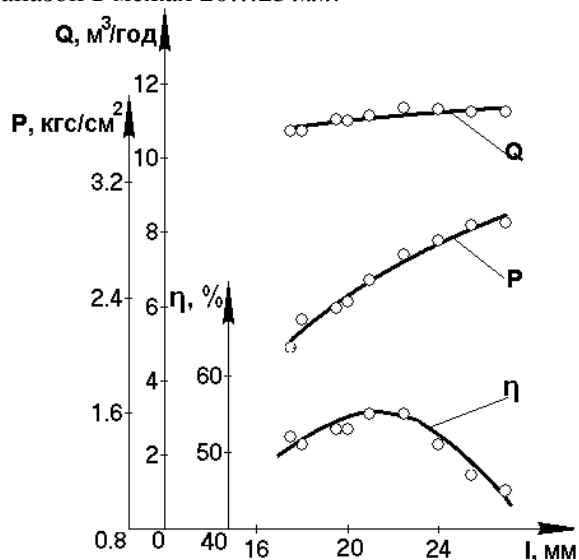


Рис. 6. Залежність основних параметрів НГПА від величини переміщення поршня

При порівнянні двох режимів регулювання НГПА, описаних вище та представлених графічними залежностями на рис. 5 та рис. 6, можна зробити висновок, що ефективність обох

режимів є досить високою і дозволяє досягти ККД НГПА 58% при зміні числа обертів електродвигуна та 55% – при зміні величини переміщення поршня. При цьому забезпечується незалежне регулювання продуктивності та тиску НГПА в цілому.

Висновки

В результаті проведення експериментальних досліджень і обробки експериментальних даних встановлено наступне:

1. Гідропривод досліджуваних зразків насосного агрегата, побудований за схемою автоматичного управління за допомогою комбінованого АГР, показав достатню працездатність і можливість безступінчатої зміни параметрів (числа ходів, та, відповідно, продуктивності НГПА).

3. Експериментально встановлено відсутність хвильових явищ в робочих порожнинах досліджуваної гідросистеми.

4. Експериментально підтверджено, що основними і визначальними чинниками, що впливають на число ходів є витрата приводного гідронасоса і налаштування комбінованого АГР.

5. Отримані експериментально на запропонованому випробувальному стенді характеристики жорсткості гідросистеми, в'язкості мастила, температурного режиму, сил в'язкого і сухого тертя, а також основні конструктивні параметри і характеристики приводної гідросистеми були покладені в основу математичного моделювання динаміки робочого процесу НГПА [2].

6. Співставлення даних, отриманих з осцилограм і результатів аналітичного розрахунку параметрів за допомогою ЕОМ згідно запропонованої математичної моделі [2], свідчить про прийнятну достовірність запропонованої методики проектного розрахунку, а також про адекватність математичної моделі реальному робочому процесу.

Література

1. Деклараційний патент України на корисну модель № 34895 U. МПК 7 F04B 43/06. Мембранний насос із гідравлічним приводом / Коц І. В., Петрусь В.В. // Реєстраційний номер заявки u200804112. Заявлено 01.04.08. Опубліковано 26.08.2008. – Бюл. № 16.

2. Петрусь В.В. Дослідження робочого процесу насоса мембранного типу з гідроприводом / В. В. Петрусь // Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві: Науково-технічний збірник. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця. – 2007. – № 4. – С. 169-175.