

О. М. Попович, доктор техн. наук, ORCID 0000-0002-9238-5782,

І. В. Головань, канд. техн. наук, ORCID 0000-0002-5250-6981,

Інститут електродинаміки НАН України

В. М. Сліденко, доктор техн. наук, ORCID 0000-0001-9313-331X,

Л. К. Лістовщик, канд. техн. наук, ORCID 0000-0003-3413-1802,

В. О. Поліщук, ст. викл., ORCID 0000-0001-9116-7962,

Р.В. Яшин, аспірант

Національний технічний університет України

«КПІ імені Ігоря Сікорського»

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ НАФТОВИДОБУВАННЯ ДЛЯ КОМПЛЕКСНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Розроблено комплексну математичну модель електромеханічної системи нафтовидобування за допомогою зануреного відцентрового насосу. Отримано вираз комплексного критерію ефективності системи з урахуванням етапів видобування і ремонту свердловини, як співвідношення обсягу видобутої нафти до спожитої енергії за час циклу аналізу процесів. Математична модель системи: асинхронний двигун – насос – гідравлічна мережа реалізована у системі імітаційного моделювання і забезпечує дослідження зв'язку величини спожитої енергії і показника корисної дії системи – обсягу видобутої нафти. Розроблена комплексна математична модель забезпечує оптимізаційні дослідження з урахуванням нелінійних властивостей складових системи, їх взаємного впливу. Вихідною інформацією при визначенні конструктивних параметрів складових моделі прийнято потужність асинхронного двигуна насосу, геодезичну висоту підйому нафти, максимум ККД насосу, а також, для точки максимальної потужності робочого діапазону насосу: ступінь завантаження двигуна, гідравлічні ККД свердловини і трубопроводу. Напірна характеристика насосу апроксимується за точками меж робочого діапазону. Апроксимація напірної характеристики і ККД насосу здійснюється з урахуванням зміни величин подачі і швидкості обертання. За результатами моделювання сформовано рекомендації підвищення енергоефективності за використання засобів мінімізації гідравлічних втрат у процесі ремонту свердловини: виконано оптимізаційні дослідження залежності зміни величини коефіцієнту енергетичної ефективності у функції часу видобувного періоду за варіювання тривалості ремонтного періоду. Для прикладу, який досліджено, збільшення часу ремонту у 2,5 рази зменшує загальну енергетичну ефективність нафтовидобування на 20 %. Також, енергетична ефективність знижується на 5% за зниження часу видобувного періоду від оптимального на 35% і за збільшення на 65%.

Ключові слова: нафтовидобування, комплексна модель, ремонт свердловини, енергетична ефективність

Вступ. Комплексне проектування електромеханічних систем (ЕМС) [1-4] забезпечує підвищення ефективності проектних рішень завдяки: використанню комплексних критеріїв ефективності, як відношення значення показника ефективності ЕМС за кінцевою дією до величини спожитих ресурсів; застосуванню комплексних проектних математичних моделей, які враховують взаємний вплив складових системи і уточнене визначення величини показника ефективності ЕМС у процесі оптимізаційного дослідження режимів експлуатації системи та її параметрів. Комплексне проектування базується на ряді типових показників ефективності використання фонду свердловин, таких як: коефіцієнт використання фонду свердловин, коефіцієнт експлуатації свердловин, міжремонтний період, тощо[5].

У якості об'єкту дослідження розглянуто технічні засоби нафтовидобування і заходи з відновлення нафтової свердловини. Корисна дія засобів відновлення нафтової свердловини полягає у створенні у процесі ремонту такого впливу на її середовище, який забезпечить збільшення видобутку нафти, причому вибір найефективнішого для конкретної свердловини способу впливу на середовище залежить від великої кількості чинників і має на меті максимально можливо збільшити нафтовидобуток та звести до мінімуму технологічні і фінансові ризики [6]. У якості показника кількісної оцінки корисної дії прийнято величину видобутої нафти за допомогою зануреного відцентрового насосу (τ) за час аналізу циклу: видобуток – ремонт.

За видобувну частину циклу електрична енергія від джерела іде двома паралельними потоками.

1) Постійна складова (освітлення, опалення, вентиляція, та інше).

2) Енергоперетворення в технологічному процесі видобування, яке проходить етапи: передача електричної енергії від джерела до споживача (супроводжується втратами у мережі); перетворення електричної енергії до механічної в АД; перетворення механічної енергії з валу АД у насосі до енергії

поток рідини; напірне переміщення рідини насосом від нафтового пласта до накопичувача на поверхні (супроводжується втратами у гідравлічній мережі трубопроводів і пластових каналів).

За ремонтну частину циклу електрична енергія від джерела також іде паралельними потоками. При цьому, крім постійної складової, має місце енергоперетворення в технологічному процесі ремонту, при якому: енергія від джерела перетворюється в енергію потоку технологічної рідини, яка подається до свердловини (до зони видобування) і використовується пристроями ремонту для створення такого впливу на середовище свердловини, який забезпечить збільшення видобутку нафти за видобувну частину циклу.

Метою роботи є розробка і обґрунтування математичних засобів комплексного проектування ЕМС нафтовидобування (комплексних критеріїв ефективності та проектних математичних моделей), дослідженні закономірностей електромеханічного перетворення енергії, кількісній оцінці можливостей підвищення енергоефективності.

Таким чином, для оптимізації об'єкту проектування за критерієм максимуму енергоефективності ЕМС нафтової свердловини, треба сформулювати математичну модель даної ЕМС, визначити залежності впливу проектних параметрів на показники ефективності, провести серію чисельних експериментів і знайти оптимальні величини конструктивних і режимних параметрів. У даному дослідженні визначено оптимальні величини режимних параметрів і оцінено зміну ефективності нафтовидобування при відхиленні інтервалів робочого циклу від оптимальних величин.

Матеріали і результати досліджень.

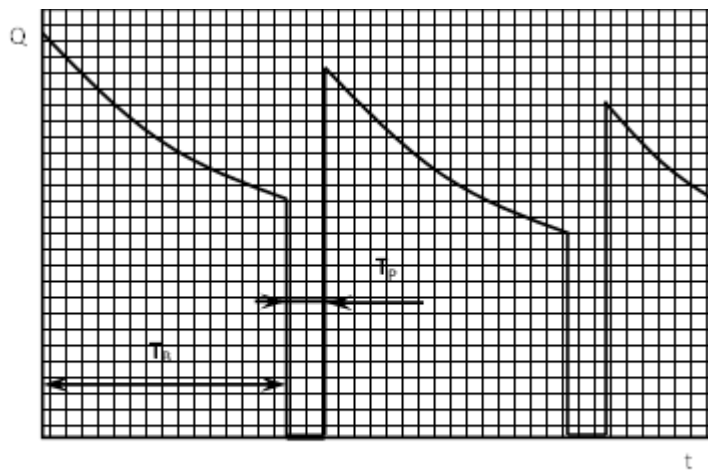


Рисунок 1 – Закономірність зміни продуктивності свердловини

Критерій оптимального проектування представлено у вигляді коефіцієнту енергоефективності, як відношення (за час циклу видобуток – ремонт) величини видобутої нафти (M) до спожитої системою енергії за даний період (W). Приклад закономірності зміни продуктивності свердловини (Q) протягом кількох циклів аналізу (T_B – час видобування; T_P – час ремонту) показано на рис. 1. За час видобування, внаслідок поступових природних процесів збільшення гідравлічних опорів на ділянці пласт-свердловина, має місце зменшення продуктивності. Після припинення видобування, за час ремонту, відбувається відновлення властивостей гідравлічних опорів ділянки пласт-свердловина і при поверненні до видобування продуктивність збільшується. Іде видобування, цикл повторюється.

Чисельник коефіцієнту енергоефективності, величину видобутої нафти за час циклу видобуток – ремонт, можна визначити:

$$M = \rho \int_0^{T_B} Q(t) dt$$

де: ρ – густина нафти.

Для чисельного визначення залежності зміни у часі продуктивності свердловини треба мати математичну модель (наприклад, у МАТЛАБ) ЕМС: електрична мережа – АД – насос – гідравлічна мережа. Задав величину напруги і закономірності зміни гідравлічних опорів, можна розрахувати величину M . Для цього треба знати характеристики АД, насоса, гідравлічної мережі.

Для визначення величини знаменника коефіцієнту енергоефективності треба розрахувати величину спожитої системою енергії за час циклу. Вона буде складатись з трьох частин: постійна складова, енергія за час видобування і енерговитрати за час ремонту:

$$W = P_c(T_B + T_P) + \rho g \int_0^{T_B} \frac{Q_p H_p}{\eta_n \eta_d \eta_m} dt + \int_{T_B}^{T_P} P_P dt,$$

де: Q_p, H_p – робочі подача і напір на перетині напірної характеристики насоса і витратної характеристики гідравлічної мережі у поточний момент часу; P_c, P_P – потужності сталої складової енерговитрат і ремонту; η_n, η_d, η_m – величини ККД у поточний момент часу: насоса, двигуна, електричної мережі.

З урахуванням викладеного, отримуємо остаточний вираз коефіцієнту енергоефективності:

$$K_{eef} = \frac{M}{W} = \frac{\rho \int_0^{T_B} Q(t) dt}{P_c(T_B + T_P) + \rho g \int_0^{T_B} \frac{Q_p H_p}{\eta_n \eta_d \eta_m} dt + \int_{T_B}^{T_P} P_P dt}.$$

Вираз коефіцієнту енергоефективності призначений для визначення значення критерію оптимізації у процесі пошуку оптимального набору параметрів об'єкту проектування. Даний вираз повинен враховувати параметри, які характеризують показники ефективності об'єкта проектування і які змінюються при зміні його конструктивних і режимних проектних параметрів. В розглядаємому прикладі ефективність характеризується наступними показниками ефективності: часом T_P ; потужністю P_P ; величинами подачі Q_1, Q_2 – на початку і кінці етапу видобування (вони визначаються зміною за час ремонту величин гідравлічних опорів ділянки пласт-свердловина – R_{nc1}, R_{nc2}). Останні дві величини присутні у формулі у неявному виді, тобто їх величина впливає на закономірності зміни координат робочої точки насоса. Для визначення оптимальних величин конструктивних параметрів об'єкту проектування $K = [k_1, k_2, \dots]$ і режимних параметрів T_B, T_P треба провести дослідження і сформулювати залежність K_{eef} , дослідити її на екстремум і знайти шукані оптимальні величини.

Комплексна математична модель електромеханічної системи нафтовидобування призначена для обґрунтування її параметрів, у тому числі з урахуванням особливості обладнання ремонтних режимів. Це потребує інформації про оптимальні параметри обладнання. Виконання оптимізаційних досліджень за розробленим критерієм, максимумом коефіцієнту енергоефективності, повинно забезпечити визначення величини цього критерію при варіюванні величиною конструктивних і режимних параметрів системи і з урахуванням взаємного впливу складових системи.

Відповідно до викладеного вище, модель призначено для опису процесів перетворення спожитої електричної енергії до корисної енергії робочих механізмів системи на етапах видобування і ремонту. У результаті моделювання встановлюється зв'язок спожитої енергії і показника корисної дії системи – обсягу видобутої нафти.

Комплексна модель, у загальному випадку, є сукупністю моделей наступних складових системи:

1. Електричні кабельні мережі від розподільчої підстанції до АД свердловинного насоса нафтовидобування, перетворювачі величини та частоти напруги (трансформатори та напівпровідникові перетворювачі), компенсатори реактивної потужності. Варіюються: довжина, перетин кабелю, напруга живлення, параметри пристроїв компенсації реактивної потужності.

2. Асинхронний двигун. Варіюються: кількість полюсів, конструктивні схеми та параметри.

3. Редуктор (в умовах ЕМС, що розглядається у цій роботі, редуктор відсутній). Варіюються: передавальне відношення, конструктивні схеми та параметри.

4. Гідравлічний насос. Варіюються: номінальна частота обертання, конструктивні схеми та параметри.

5. Гідравлічна мережа. Варіюються: довжина та діаметр трубопроводів, конструктивні схеми та параметри елементів арматури.

У даному дослідженні розглянуто модель: АД – насос – гідравлічна мережа. Відправною точкою для побудови математичної моделі прийнято властивості АД. Для прийнятого типорозміру АД модель будується при наступних вихідних даних і припущеннях:

- Ступінь завантаження АД у точці максимальної потужності робочого діапазону насоса: $K_{зАД}$;

- Номінальна потужність АД: $N_{АД}$;

- Геодезичний напір за нульової подачі: $H_{Г0}$;

- Поточний геодезичний напір: $H_{Г}$;

- Гідравлічний ККД свердловини у точці максимальної потужності робочого діапазону насосу:
 $K_{CM} = H_{Г0} / H_{Г}$;
- Гідравлічний ККД трубопроводу у точці максимальної потужності робочого діапазону насосу:
 $K_{TRM} = H_{Г} / H_2$;
- Максимум ККД насосу K_n має місце за номінальної подачі насосу Q_n ;
- Характеристика ККД насосу апроксимується синусоїдною залежністю, за якою робочий діапазон насосу знаходиться у межах $(0,9 \dots 1) K_n$;
- Напірна характеристика насоса апроксимується за точками меж робочого діапазону H_1, H_2 і напору за нульової подачі H_0 ;
- Точки характеристики потужності насоса: меж робочого діапазону N_1, N_2 і за нульової подачі N_0 знаходяться на одній прямій;
- Коефіцієнт частки потужності за нульової подачі: K_{N0} ; ($N_0 = K_{N0} N_2$).

Відповідно до прийнятої системи припущень визначимо величини параметрів робочого режиму насоса, які потрібні для формування апроксимаційного поліному напірної характеристики. Координати точки напірної характеристики у кінці робочого діапазону подачі визначимо за заданими величинами (для цієї точки): гідравлічних ККД трубопроводу і масиву свердловини, ступеня завантаження АД, ККД насоса (0,9 від максимального).

$$\begin{aligned} H_2 &= H_{Г0} / (K_{CM} K_{TRM}); \\ Q_2 &= K_{зАД} N_{АД} 0,9 K_n / (\rho g H_2); \\ N_2 &= K_{зАД} N_{АД}; \end{aligned} \quad (1)$$

Координати точки напірної характеристики на початку робочого діапазону подачі визначимо за припущенням про: синусоїдний характер зміни ККД насоса і однакову його величину на межах робочого діапазону; лінійну залежність зміни потужності від нульової подачі до максимальної робочої.

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 \arcsin 0,9 / (\pi - \arcsin 0,9); \\ N_1 &= N_2 [K_{N0} + (1 - K_{N0}) Q_1 / Q_2]; \\ H_1 &= N_1 0,9 K_n / (\rho g Q_1); \end{aligned} \quad (2)$$

Величина номінальної подачі, якій відповідає максимум ККД визначається за наступним виразом:

$$Q_n = (Q_1 + Q_2) / 2;$$

При визначенні величини напору за нульової подачі прийнято, що він практично не змінюється за подачі від нуля до деякої малої її величини, за якої справедливі ті ж співвідношення, що і для першої точки:

$$\begin{aligned} Q_{001} &= 0,02 Q_n / \pi; \\ N_{001} &= N_2 [K_{N0} + (1 - K_{N0}) Q_{001} / Q_2]; \\ H_0 &= H_{001} = N_{001} 0,01 K_n / (\rho g Q_{001}); \end{aligned} \quad (3)$$

Наведений алгоритм визначення точок параметрів робочих режимів модельного насоса призначений для дослідження у робочому діапазоні подачі. Для мінімізації похибок за інших подач, застосовано різні величини K_{N0} у виразах (2) і (3). Для чотириполюсного АД, потужністю 15 кВт (із наведеного прикладу програми за $H_{Г0}=200$ м) за результатами серії чисельних експериментів прийнято: $K_{N0}=0,36$ у виразі (2); $K_{N0}=0,5$ у виразі (3).

Формування апроксимаційного поліному напірної характеристики. Апроксимація характеристик насоса при номінальній швидкості обертання робочого колеса використовується для аналітичного розв'язання задачі проектування насосної установки при наявній інформації в графічному вигляді. В якості апроксимаційних функцій часто використовують поліноміальні залежності. Вони повинні забезпечити максимальну точність апроксимації в діапазоні подач, який досліджується. Для апроксимації напірної характеристики при сталій швидкості обертання робочого колеса використано вираз [7]:

$$H = H_0 + AQ - BQ^2, \quad (4)$$

$$\text{де } A = \frac{(H_1 - H_0)Q_2^2 - (H_2 - H_0)Q_1^2}{Q_1Q_2(Q_2 - Q_1)}; \quad B = \frac{(H_1 - H_0)Q_2 - (H_2 - H_0)Q_1}{Q_1Q_2(Q_2 - Q_1)} - \text{константи, які визначено}$$

при розв'язанні системи двох рівнянь для крайніх точок робочого діапазону:

$$H_1 = H_0 + AQ_1 - BQ_1^2; \quad H_2 = H_0 + AQ_2 - BQ_2^2.$$

Апроксимація напірної характеристики насоса при змінній швидкості обертання робочого колеса n здійснюється, спираючись на залежність (4), яка справедлива при номінальній швидкості n_n . Отримаємо вираз напірної характеристики при довільному значенні швидкості n . Для цього, із використанням законів пропорційності, відповідно до коефіцієнту зміни швидкості n/n_n , перераховуємо координати вихідних точок (Q_1, Q_2, H_0, H_1, H_2), які є визначальними для знаходження апроксимаційних коефіцієнтів залежності. Змінив подачу пропорційно швидкості, а напір – пропорційно квадрату, отримуємо апроксимаційну залежність напору з урахуванням зміни швидкості обертання робочого колеса насоса [7]:

$$H = H_0(n/n_n)^2 + A Q n/n_n - B Q^2. \quad (5)$$

Приклад програмної реалізації у системі МАТЛАБ

Математичної моделі ЕМС АД – насос – гідравлічна мережа наведено на рис. 2. Модель складається з блоків джерела живлення, вимірювання, АД, підпрограми насосу *pump*, визначення параметрів гідравлічної мережі *Pipe_0*, розрахунку координат робочої точки *pump-pipe*, процедур розрахунку

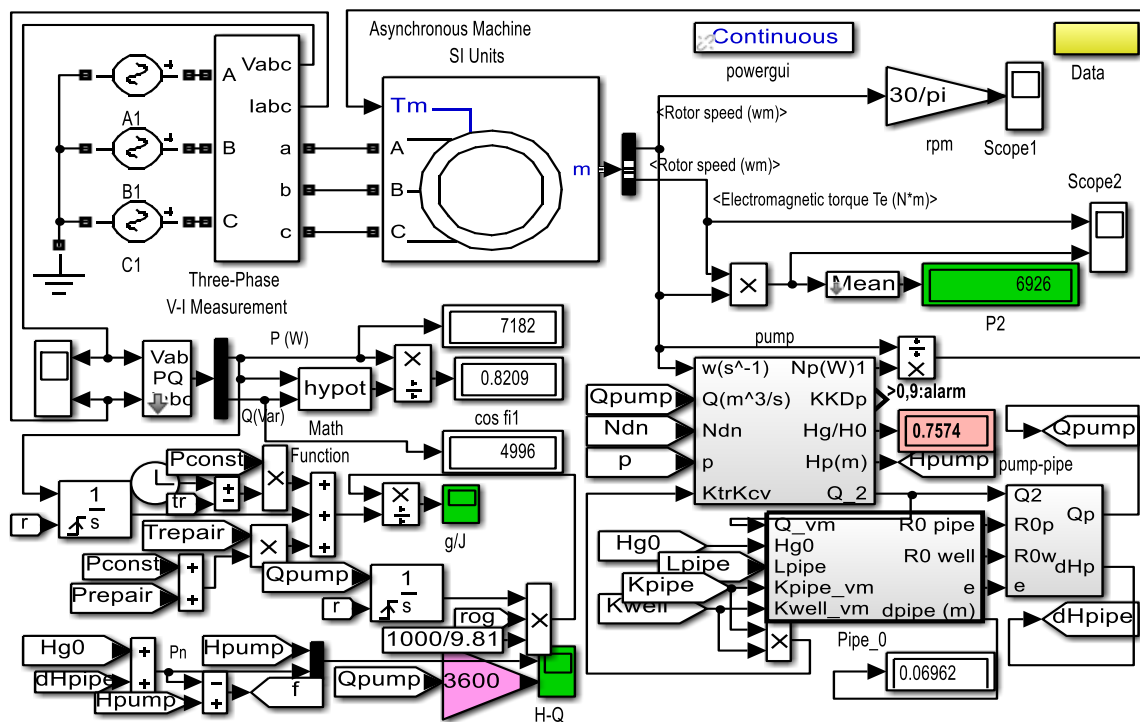


Рисунок 2 – Математична модель ЕМС АД – насос – гідравлічна мережа

величини коефіцієнту енергетичної ефективності. У підпрограмі *pump*, організовано визначення вихідних даних для апроксимації напірної характеристики за виразами (1) - (3), визначення коефіцієнтів апроксимаційного поліному, розрахунок величини напору за значеннями подачі і швидкості, вираз (5), розрахунок поточних величин ККД і потужності.

При розрахунках прийнято: залежність ККД від подачі симетрична відносно лінії номінальної подачі, що відповідає максимуму ККД; ККД залежить від подачі у степені 2,3; згідно з теорією подоби, подача за максимуму ККД змінюється пропорційно швидкості обертання; максимум залежності ККД насоса від подачі та швидкості обертання має місце при її номінальній величині; залежності зміни максимуму ККД із швидкістю визначаються за інформацією про максимуми ККД насосу при неномінальних швидкостях. З урахуванням викладеного, залежності ККД насосу (η) від подачі (Q) і швидкості (n) мають вигляд [8]:

$$\eta = \eta_m \left(1 - \left| \frac{Q \cdot n_H}{Q_H \cdot n} - 1 \right|^{2.3} \right), \begin{cases} \eta_m = \eta_H \left[1 - \left(\frac{n}{n_H} - 1 \right)^{2m} \right], n \leq n_H \\ \eta_m = \eta_H \left[1 - \frac{\eta_H - \eta''}{(n'' - n_H)^2} (n - n_H)^2 \right], n \geq n_H \end{cases},$$

де $m = \frac{\ln(1 - \eta'/\eta_H)}{\ln(n'/n_H - 1)^2}$; Q_H, η_H, n_H – номінальні подача, ККД, швидкість обертання; η', η'' – величини

максимумів ККД насоса при швидкостях n', n'' , меншій та більшій за номінальну відповідно (у підпрограмі *piptr* блоки для формування даних залежностей позначено рожевим кольором).

Результат апроксимації характеристик насоса у робочій області подач для наведеного прикладу показано на рис. 3.

У

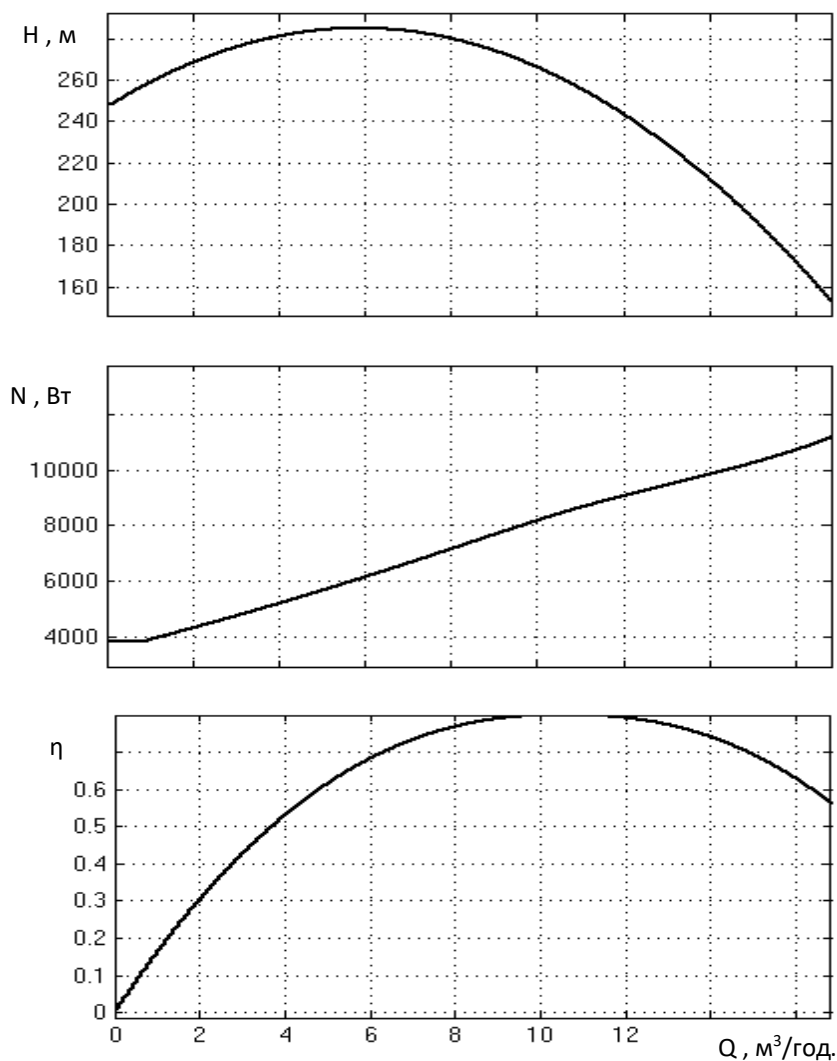


Рисунок 3 – Характеристики насоса

підпрограмі *Pipe_0* організовано визначення параметрів гідравлічної мережі за величинами ККД трубопроводу і ККД гідравлічних опорів масиву свердловина-нафтовий пласт. Опір трубопровідної мережі визначено за рівнянням її витратної характеристики, [7]:

$$H_M = H_\Gamma + Q^2 (L + l_e) / K^2 = H_\Gamma + RQ^2,$$

де $R = (L + l_e) / K^2$ – опір мережі; L – довжина трубопроводу; $l_e = \Sigma \varphi \cdot d / \lambda$ – еквівалентна довжина прямолінійного трубопроводу, що враховують місцеві опори в напірному трубопроводі; $\Sigma \varphi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів для розрахункової схеми трубопровідної мережі (при моделюванні прийнято $\Sigma \varphi = 12$, блок даних у підпрограмі *Pipe_0* позначено рожевим кольором); d – діаметр трубопроводу; $\lambda = 0,0195 / \sqrt[3]{d}$ – коефіцієнт гідравлічного тертя труби; $K^2 = \pi^2 \cdot d^5 \cdot g / (8\lambda)$ – питомий коефіцієнт витрат труби.

Початкові (після ремонту) гідравлічні опори трубопроводу і свердловини *R0pipe* і *R0well* визначено для величини подачі Q_2 за заданими гідравлічними ККД. При цьому визначається діаметр трубопроводу у результаті розв'язку відносно нього нелінійного рівняння витратної характеристики.

У підпрограмі *rimpr-pipe*, організовано розрахунок координат робочої точки системи насос - гідравлічна мережа і зміну величини опору свердловини у функції часу.

Визначення координат робочої точки потребує сумісного аналізу процесів у насосі і гідравлічній мережі. У випадку усталених режимів роботи знаходження рішення зводиться до розв'язку алгебраїчного рівняння другого порядку. Комплексний аналіз процесів у ЕМС насосної установки з урахуванням взаємного впливу всіх складових системи ускладнює знаходження рішення. Це пов'язано із збільшенням порядку системи рівнянь, урахуванням нелінійних властивостей складових системи, особливо АД за зміни швидкості обертання. Знаходження рішення за використання моделей статички складових системи, з урахуванням їх нелінійних властивостей, пов'язано із ітераційними методами розв'язку систем рівнянь, застосуванням ітераційних функцій, що часто викликає непереконливі труднощі розв'язку.

Система МАТЛАБ надає можливості ефективного аналізу складних ЕМС за рахунок використання динамічних математичних моделей. При цьому, визначення параметрів усталених робочих режимів здійснюється у процесі розв'язку чисельними методами системи диференціальних рівнянь рівноваги з урахуванням нелінійних властивостей параметрів. Застосування даного підходу до аналізу ЕМС нафтової свердловини потребує формування диференціального рівняння рівноваги процесів напірного переміщення рідини гідравлічною мережею.

У підпрограмі *rimpr-pipe* диференціальне рівняння зміни продуктивності застосовано відповідно до другого закону Ньютона, стосовно переміщення рідини трубопроводом. Маса, що переміщується визначається виразом: $\rho L \pi d^2 / 4$. Силовий вплив є пропорційним різниці напору насоса (H_P) і втрат напору у мережі (H_M): $\rho g (H_P - H_M) \pi d^2 / 4$. Враховуючи, що інтеграл від швидкості рідини за площею перетину трубопроводу є подачею, застосовано вираз похідної від подачі:

$$\frac{dQ}{dt} = g \pi d^2 (H_P - H_M) / 4L.$$

Ілюстрацію процесу знаходження усталеного рішення показано на рис. 4. Видно, що при початкових умовах подачі, які більші за усталене значення, напір насоса менший за втрати напору у мережі. Практично за 0,3 с розв'язку рівнянь математичної моделі ЕМС АД - насос - мережа процеси встановлюються.

Чисельний експеримент. Розроблена комплексна математична модель надає широкі можливості для дослідження основних експлуатаційних і аварійних режимів роботи (наприклад, помпажу) і для оптимізаційних досліджень, як режимних параметрів ЕМС, так і конструктивних параметрів складових ЕМС. Виконаємо чисельний експеримент з визначення оптимальної циклічності видобувного та відновлювального етапів роботи свердловини за критерієм енергетичної ефективності.

Вихідною інформацією для дослідження є склад комплексної математичної моделі із набором конструктивних і режимних параметрів, залежності зміни гідравлічного опору свердловини у часі (підпрограма *rimpr-pipe*).

Узгодження режимів роботи складових ЕМС здійснюється наступним чином: 1) швидкість обертання ротора АД, яка визначається за результатами моделювання його режиму роботи, надходить до входу блоку насоса; 2) відповідно до поточних значень швидкості і подачі визначається напір і потужність насоса; 3) за значеннями потужності і швидкості насоса визначається момент на його валу, інформація про який повертається до входу блоку АД; 4) поточне значення подачі визначається за співвідношенням напору насоса і втрат напору у мережі з урахуванням зміни її гідравлічних опорів.

Інтегральна величина коефіцієнту енергетичної ефективності визначається відношенням величини маси видобутої нафти (пропорційно величині сигналу з виходу блоку інтегратора подачі) до енергії спожитої системою за видобувний та ремонтний періоди роботи (сигнал з інтегратора спожитої

потужності плюс енергія за ремонтний період та енергія постійних витрат). Час та потужність ремонту і потужність постійних витрат є вхідними величинами, що варіюються.

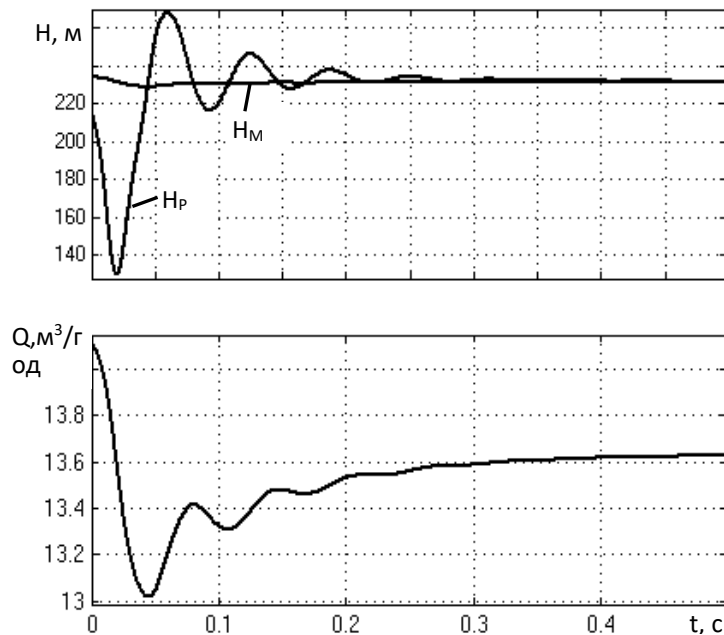


Рисунок 4 – Робоча точка

Для пошуку оптимальних значень режимних параметрів (часу видобувного та ремонтного періодів роботи) знаходиться залежність зміни коефіцієнту енергетичної ефективності від часу видобувного періоду роботи, при заданих часі та потужності ремонту і потужності постійних витрат. Екстремум отриманої залежності визначає оптимальну періодичність роботи.

Порядок чисельного експерименту.

Для розрахунку шуканої інтегральної величини коефіцієнту енергетичної ефективності треба приймати до уваги результати розрахунку усталеного режиму роботи. Особливістю застосування динамічних математичних моделей є наявність перехідного періоду роботи до знаходження усталеного значення. Виключення з аналізу результатів розрахунку цього періоду здійснюється задаванням часу затримки зміни опору мережі tr . Ця ж величина визначає момент скиду значень блоків інтегрування величин продуктивності і потужності (рис. 2), який керується сигналом r , характер якого змінюється у момент часу tr . Задана величина tr повинна бути більшою за час затухання перехідного процесу (контролюється за показами осцилографу $H-Q$, рис. 2, які представлено кривими рис. 4).

Після часу tr починається дослідження усталеного режиму, але зміна величини гідравлічного опору є збуренням, яке призводить до перехідних процесів. Їх прояв видно за показами осцилографу $H-Q$, рис. 2, у розбіжності величини сигналів напору насоса та мережі.

Залежність зміни гідравлічного опору реалізується у підпрограмі *pump-pipe*, відповідно до визначеної закономірності (наприклад, за експериментальними даними). У наведеному варіанті, починаючи з часу $tr=1$ опір змінюється за законом:

$$R_{well} = R_{O_{well}} \cdot [1 + ((t - tr)/nw)^{dR} \cdot nw],$$

де $nw=24$ – час циклу зміни коефіцієнту опору свердловини до величини, що чисельно дорівнює модельному часу (тижні); $dR=2$ – показник степеневі функції зміни k -ту опору свердловини.

Зміна часу у залежності зміни опору (за одиничного значення параметру підсилювача *Gain11*) визначає масштаб осі часу у характеристики коефіцієнту енергетичної ефективності.

Приклад дослідження на екстремум залежності зміни інтегральної величини коефіцієнту енергетичної ефективності у функції часу видобувного періоду наведено на рис. 5. Залежності отримано для чотирьох значень тривалості ремонтного періоду $T_r = (0,5; 0,75; 1; 1,25)$ тижня. Величина коефіцієнту енергетичної ефективності наведена у г/Дж.

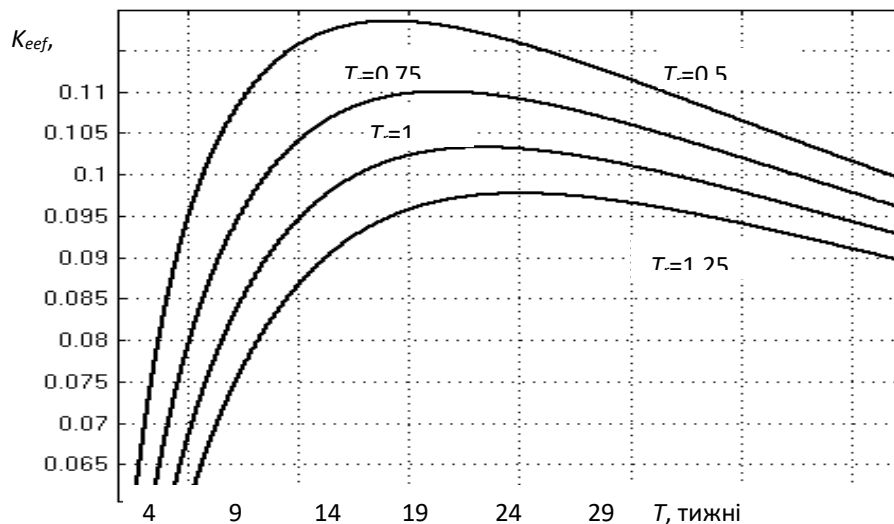


Рисунок 5. Приклад дослідження на екстремум залежності зміни інтегральної величини коефіцієнту енергетичної ефективності у

Результати аналізу свідчать про значний вплив на енергетичну ефективність процесів нафтовидобування параметрів циклу видобування – ремонт. Розрахунки дозволяють визначити ступінь впливу часу ремонту на енергоефективність. Для наведеного прикладу геодезичної висоти 200 м і потужності АД 15 кВт, збільшення часу ремонту у 2,5 рази зменшує енергетичну ефективність на 20 %. Аналогічним чином вона змінюється і при подвійному відхиленні від оптимального часу ремонту.

Висновки. Застосування комплексних підходів до оптимізації параметрів ЕМС нафтовидобування забезпечує узгодження конструктивних і режимних параметрів різних етапів технологічного процесу і їх оптимізацію за інтегральними показниками ефективності ЕМС. Розроблена комплексна математична модель ЕМС забезпечує оптимізаційні дослідження з урахуванням нелінійних властивостей складових системи, їх взаємного впливу. Використання розроблених засобів з урахуванням конкретики умов практичного застосування сприяє підвищенню енергоефективності процесів нафтовидобування. Для заданого прикладу умов дослідження за допомогою комплексної математичної моделі електромеханічної системи нафтовидобування сформовано рекомендації підвищення енергоефективності за використання засобів мінімізації гідравлічних втрат.

Список використаної літератури

1. Попович О.М. Пошук і оцінка шляхів підвищення енергоефективності моноблочного насосу за застосування комплексного проектування / О. М. Попович, О. В. Бібік // Вісник НТУ «ХП». Серія: «Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії» – Х.: НТУ «ХП», 2018. - № 5(1281). – С. 79 – 82.
2. Попович О. М. Обґрунтування параметрів кілець короткозамкненого ротора при комплексному проектуванні асинхронного двигуна за квазітривимірним польовим аналізом і імітаційним моделюванням / О. М. Попович, І. В. Головань, В. О. Поліщук // Вісник Національного технічного університету «ХП». Серія: "Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії". – Х.: НТУ «ХП», 2019. – № 4 (1329). – С. 90-93. – Библиогр.: 6 назв. – ISSN 2409-9295.
3. O. Popovych Electromechanical Equipment for Integrated Use of Power Potential of Hydroelectric Power Plant Reservoirs / O. Popovych, I. Golovan, S. Shevchuk, V. Polishchuk // 2020 IEEE 7th International Conference on Energy Smart Systems (2020 IEEE ESS), pp.93-96.
4. Bibik O.V., Golovan I.V., Popovych O.M., Shurub Y. V. Efficient operating conditions of induction motors for piston compressors with frequency regulation. *Tekhnichna Elektrodynamika*. – 2020. – No 1. – Pp. 33-39. DOI: <https://doi.org/10.15407/techmed2020.01.033>
5. Бойко В. С. Підземний ремонт свердловин: Підручник для вищих навчальних закладів. У4-х частинах. Частина I. – Івано-Франківськ: Факел, 2002. – 465с.
6. Еремін Н.А., Золотухін А.Б., Назарова Л.Н., Черников О.А. Выбор места воздействия на нефтяную залежь. Учебное пособие. Под ред. И.Т. Мищенко. – М.: ГАНГ, 1995. 190 с.
7. Шевчук С.П. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки: підруч./ С .П. Шевчук, О. М. Попович, В. М. Світлицький. – К.: НТУУ «КПБ», 2010. – 308 с.

8.Бібік О. В., Попович О. М., Шевчук С. П. Енергоефективні режими електромеханічної системи насосної установки багатоповерхового будинку. *Технічна електродинаміка*. 2016. № 5. С. 38-45.

O. Popovych, Dr. Sc. Sciences, ORCID 0000-0002-9238-5782,
I.Golovan, Cand. Sc. (Eng.), ORCID 0000-0002-5250-6981,
The Institute of Electrodynamics

V. Slidenko, Dr. Sc. Sciences, ORCID 0000-0001-9313-331X
L. Listovshchuk, Cand. Sc. (Eng.), ORCID 0000-0003-3413-1802
V.Polishchuk, senior teacher., ORCID 0000-0001-9116-7962,
R.Yashyn, graduate student

National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

MATHEMATICAL MODEL OF ELECTROMECHANICAL OIL PRODUCTION SYSTEM FOR INTEGRATED DESIGN

Developed a complex mathematical model of the electromechanical system of oil production by means of the submerged centrifugal pump. Received an expression of the complex criterion of efficiency of system taking into account stages of extraction and repair of a well, as a ratio of volume of extracted oil to the consumed energy during a cycle of the analysis of processes. Mathematical model of the system: asynchronous motor - pump - hydraulic network is implemented in the simulation system and provides a study of the relationship between the amount of energy consumed and the efficiency of the system - the volume of oil produced. The developed complex mathematical model provides optimization researches taking into account nonlinear properties of components of system, their mutual influence. The initial information in determining the design parameters of the model components is the power of the induction motor of the pump, the geodetic height of the oil, the maximum efficiency of the pump, as well as for the point of maximum power of the pump operating range: engine load, hydraulic efficiency of the well and pipeline. The pressure characteristic of the pump is approximated at points of limits of the working range. Approximation of the pressure characteristic and efficiency of the pump is carried out taking into account changes of sizes of giving and speed of rotation. According to the simulation results, recommendations for improving energy efficiency using means of minimizing hydraulic losses in the process of well repair: optimization studies of the dependence of the change in the value of the energy efficiency coefficient as a function of production period while varying the duration of the repair period. For the example studied, increasing the repair time by 2.5 times reduces the overall energy efficiency of oil production by 20%. Also, energy efficiency decreases by 5% by reducing the extraction period from the optimal by 35% and by increasing by 65%.

Key words: oil production, complex model, well repair, energy efficiency

References

1. Popovych O.M. Searching and evaluation of ways to increase the energy efficiency of a monoblock pump using integrated design / O. M. Popovych, O. V. Bibik // Bulletin of the NTU «KhPI». Series: «Electric machines and electromechanical energy conversion» – Kh.: NTU «KhPI», 2018. - № 5(1281). – S. 79 – 82.
2. Popovych O. M. Substantiation of parameters of rings of a short-circuited rotor at complex designing of the induction motor on the quasi-three-dimensional field analysis and simulation modeling / O. M. Popovych, I.V.Holovan, V.O.Polishchuk// Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: " Electric machines and electromechanical energy conversion". – Kh. : NTU «KhPI», 2019. – № 4 (1329). – S. 90-93.
3. O. Popovych Electromechanical Equipment for Integrated Use of Power Potential of Hydroelectric Power Plant Reservoirs / O. Popovych, I. Golovan, S. Shevchuk, V. Polishchuk// 2020 IEEE 7th International Conference on Energy Smart Systems (2020 IEEE ESS), pp.93-96.
4. Bibik O.V., Golovan I.V., Popovych O.M., Shurub Y.V. Efficient operating conditions of induction motors for piston compressors with frequency regulation. *Technical Electrodynamics*. – 2020. – No 1. – Pp. 33-39. DOI: <https://doi.org/10.15407/techned2020.01.033>
5. Boiko V. S. Underground well repair: A textbook for higher education. In 4 parts. Part I. – Ivano-Frankivsk: Fakel, 2002. – 465s.
6. Eremyn N.A., Zolotukhyn A.B., Nazarova L.N., Chernykov O.A. Selection of the site of impact on the oil reservoir. Tutorial. Ed. I.T. Mishchenko. – M.: HANH, 1995. 190 s.
7. Shevchuk S.P. Pumping, ventilating and pneumatic installations./ S.P. Shevchuk, O.M. Popovych, V.M. Svitlytskyi. – K.: NTUU «KPI», 2010. – 308 s.
8. Bibik O.V., Popovych O. M., S. P. Shevchuk O. M. Energy efficient modes of electromechanical system of pump installation of a multi-storey building. *Technical Electrodynamics*. 2016. № 5. S. 38-45.

Надійшла 23.10.2021

Received 23.10.2021