



Енергоефективність функціонування електромеханічних систем у складі мереж водопостачання

М. І. Сотник¹⁾, В. С. Бойко²⁾, С. О. Хованський³⁾

^{1), 3)} Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007

²⁾ Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», п-т. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

Article info:

Paper received:

The final version of the paper received:

Paper accepted online:

23 January 2015

04 May 2015

18 June 2015

Correspondent Author's Address:

¹⁾ NI.Sotnik@gmail.com

²⁾ VSBoiko@bigmir.net

³⁾ serg_83@ukr.net

В роботі запропоновано методику оцінювання енергоефективності функціонування модернізованої мережі водопостачання на основі результатів електричного моделювання роботи електромеханічної системи у складі електротехнічного комплексу. Проведене зонування поля $Q-N$ характеристик електромеханічних систем, що дозволило визначити межі їх енергоефективної експлуатації, з урахуванням об'ємів і способів можливої модернізації та впливу втрат у привідному електричному двигуні. Розраховані та побудовані у межах полів $Q-N$ характеристик електромеханічних систем з насосними агрегатами типу АД поля зміни питомих витрат електроенергії застосовано для визначення розрахункових показників енергоефективності роботи ЕМС за наперед заданими параметрами функціонування гідравлічної мережі. Доведено, що найбільш прийнятним інтегральним критерієм енергоефективності функціонування гідравлічних мереж водопостачання є показник питомих витрат електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини. Одержання необхідних вихідних даних для його розрахунку не потребує додаткового інструментарію, окрім лічильників спожитої привідними електродвигунами електричної енергії, лічильників перекачуваної рідини та манометрів, якими, зазвичай, облаштовані мережі водопостачання. Використання зазначеного показника у розрахунках вартості життєвого циклу гідравлічних мереж водопостачання дозволяє проводити порівняння варіантів можливої модернізації обладнання та елементів мережі з метою підвищення їх енергоефективності.

Ключеві слова: електромеханічні системи з насосними агрегатами, гідравлічні мережі, енергоефективність, інтегральний критерій.

1. ВСТУП

Традиційно для оцінки ефективності використання енергії електромеханічними системами у складі мереж водопостачання користуються критерієм – коефіцієнт корисної дії (ККД) системи.

На загальний ККД системи впливає ефективність використання енергії її елементами та складовими. Якщо відомі ККД окремих елементів системи, то її загальний коефіцієнт корисної дії можна розрахувати як добуток ККД окремих складових. Не заперечуючи щодо такого підходу до розрахунку узагальненої технічної характеристики системи, більш доцільним вбачається користуватися не узагальненим ККД, а поняттям енергоефективності системи.

Результати наукових досліджень з питань підвищення енергоефективності функціонування електромеханічних систем у складі мереж водопостачання підтверджують наявність значних резервів за цим напрямком. Недоліком таких досліджень є те, що розробляються чи загальні техніко-економічні підходи і рекомендації щодо реалізації енергозберігаючих заходів, чи досліджуються проблеми енергоефективності окремих об'єктів. Тож, існує проблема проведення системного аналізу робочого процесу

електромеханічних систем та визначення показників оцінювання його енергоефективності.

2. МЕТОДИ ТА ПОКАЗНИКИ ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

Проблема проведення системного аналізу функціонування електромеханічних систем у складі мереж водопостачання з метою підвищення їх енергоефективності є актуальною у всьому світі. Зважаючи на об'єми споживання електроенергії електромеханічними системами (у США близько 25 %, у Європі близько 23 %, у Росії – 20 % від загального її споживання) [1], у складі яких експлуатуються відцентрові насоси, розробленням методики та показників оцінювання енергоефективності ЕМС постійно займаються провідні наукові центри.

Технічним університетом м. Дармштадта (ФРН) розроблено європейський стандарт EN16480, згідно з яким за критерій енергоефективності відцентрових насосів має слугувати індекс мінімального ККД – MEI (Minimum Efficiency Index). За методикою за-

значеного стандарту індекс МЕІ $(\eta_{PL})_{\min_regu}$, $(\eta_{BEP})_{\min_regu}$, $(\eta_{OL})_{\min_regu}$ обраховується для трьох точок витрати робочого діапазону насосу за формулами:

а) за мінімальної витрати робочого діапазону

$$(\eta_{PL})_{\min_regu} = 0,947 \cdot (\eta_{BEP})_{\min_regu}$$

б) за оптимальної витрати

$$(\eta_{BEP})_{\min_regu} = -1,48x^2 - 0,85y^2 - 0,38xy + 88,59x + 13,46y - C$$

в) за максимальної витрати робочого діапазону

$$(\eta_{OL})_{\min_regu} = 0,987 \cdot (\eta_{BEP})_{\min_regu}$$

де C – величина, що залежить від конструктивних особливостей типу насосу; $x = \ln(n_s)$; $y = \ln(Q_{BEP})$; n_s – коефіцієнт швидкохідності насосу; Q_{BEP} – витрата насосу у оптимальному режимі роботи.

Величина C залежить у першу чергу від типу насосу, швидкості обертання ротора та обґрунтовується також вартісними і експлуатаційними показниками. Фактичне значення МЕІ для конкретного насосу розраховується шляхом лінійної інтерполяції з використанням даних спеціальних таблиць.

Як бачимо, методика визначення показників МЕІ доволі складна і потребує великої кількості інформації. Окрім того, самі розробники акцентують увагу на тому, що розроблена методика та показники є не скільки характеристикою енергоефективності, а показниками якості та конкурентноздатності продукції.

Гідравлічним Інститутом США для оцінювання енергетичної ефективності функціонування відцентрових насосів пропонується ввести показник PER (Pump Energy Rating), який, за їх визначенням, є середньозваженою величиною потужності насоса при роботі на режимах з різною витратою. Цей показник розраховується за формулою:

$$PER = k_1 \cdot P_{11, Q_{BEP}} + k_2 \cdot P_{10, 75 Q_{BEP}} + k_3 \cdot P_{10, 50 Q_{BEP}} + k_4 \cdot P_{10, 25 Q_{BEP}}$$

де, ВЕР (Best Efficiency Point) – точка максимального ККД насосу; $k_1 - k_4$ – вагові коефіцієнти, що визначаються для кожного типу насосів у залежності від типової конфігурації системи, у якій вони функціонують.

Базовими для розрахунку показника PER приймаються чотири точки напірної характеристики у межах рекомендованого робочого діапазону для яких визначаються показники потужності $P_{11, 00 Q_{BEP}}$,

$$P_{10, 75 Q_{BEP}}, P_{10, 50 Q_{BEP}}, P_{10, 25 Q_{BEP}}$$

Основною відмінністю американського підходу до оцінки енергоефективності насосу – насос розглядається тільки як невід’ємна частина гідравлічної системи.

У РФ за постановою Уряду РФ від 16.04.2012 № 308 «Об утверждении перечня объектов, имеющих высокую энергетическую эффективность, для ко-

торых не предусмотрено установление классов энергетической эффективности» критерієм енергоефективності системи насос-мережа є питоме споживання енергії на перекачування одиниці об’єму рідини – ІЕЭФ (індикатор енергетической эффективности).

Питоме споживання енергії E_{yo} розраховується за виразом:

$$E_{yo} = \frac{P_1}{Q} = \frac{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g}{\eta_{насоса} \cdot \eta_{двигателя}} \cdot \frac{1}{Q}$$

де P_1 – обсяг електричної енергії, що витрачається електромеханічною системою на перекачування рідини об’ємом Q ; H – напір насоса; ρ – густина рідини; g – прискорення вільного падіння; $\eta_{насоса}$, $\eta_{двигателя}$ – ККД насосу та електродвигуна.

Зазначений ІЕЭФ, як індикативний, за російською методикою, визначається для галузей та окремих процесів на основі макроекономічних показників.

Хоча, E_{yo} і декларується у методиці як характеристика енергоефективності конкретної системи насос-мережа, а не насоса, однак вона не деталізує впливу окремих елементів електромеханічної системи на енергоефективність його функціонування.

Як бачимо, сьогодні не існує єдиного загальноприйнятого у всьому світі визначення енергетичної ефективності. Стандарти різних країн трактують це поняття по-різному [90]. Визначенню поняття енергоефективності роботи електромеханічних систем у складі мереж водопостачання найбільше відповідає термін, що визначає споживання енергії, якою забезпечується технологічний процес перекачування рідини за наперед заданими його параметрами.

Мірою енергоефективності має слугувати науково обґрунтована питома величина споживання енергії на виробництво одиниці продукції. Під продукцією потрібно розуміти перекачану рідину, тобто її кількість за певний проміжок часу.

3. ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ЯК КРИТЕРІЙ ВИБОРУ ДІАПАЗОНУ РОБОТИ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

Основними енергетичними показниками роботи привідних електродвигунів, котрі наводяться у паспорті, є: потужність $P_{ном}$ при номінальному навантаженні електродвигуна, номінальна напруга U , номінальний струм I , коефіцієнт корисної дії (ККД) η_{el} , коефіцієнт потужності $\cos\phi$, швидкість обертання ротора n , та інші параметри. Основні показники роботи насосу – витрата Q , напір H , коефіцієнт корисної дії (ККД) η_{pump} , потужність на валу насоса P_{pump} та інші. Якщо електричний двигун працює у складі електромеханічної системи, то робоча потужність P_M буде змінюватися відповідно до зміни потужності на валу насосу P_{pump} . Зміна P_{pump} залежить від зміни витрати насосу Q , напору H та величини втрат енергії у складових елементах ЕМС. Потужність насосу P_{pump} може змінюватися у доволі широкому діапазоні. Робоча потужність привідного електричного двигуна визначається потужністю насоса:

$$P_M = f(P_{pump})$$

При виборі електричного двигуна для роботи у складі ЕМС зазвичай керуються правилом відповідності потужності на валу насоса у точці його роботи з максимальним значенням ККД $\eta_{pump\ max}$ паспортним значенням P_{nom} електродвигуна, якщо не накладаються додаткові умови щодо пуско-моментної характеристики агрегату. При цьому мінімальні можливі навантаження електродвигуна не обмежуються і не аналізуються.

Енергетичні потоки у привідних електродвигунах та насосах окремо досліджені достатньо глибоко. Однак взаємний вплив робочих процесів, що відбуваються у електродвигунах та насосах, на результуючу енергоефективність їх спільної роботи вивчено недостатньо. Особливо це стосується використання електромеханічних систем мереж водопостачання у зонах великих («перевантаження») та малих («недовантаження») витрат, зображених на їх $Q-H$ характеристиках, а також, за так званих, «глибоких» змін геометрії вихідної частини лопатей робочого колеса насоса. Тому для визначення меж застосування існуючих електромеханічних систем у діючих гідравлічних мережах водопостачання, мережах, що проєктуються та реконструюються, важливо знати динаміку зміни енергетичних характеристик ЕМС у визначеному діапазоні витрат та напорів, а також їх граничні значення як для ЕМС в цілому, так і для його складових.

Виходячи з вищезазначеного, доцільним є визначення та обґрунтування діапазонів використання електромеханічних систем (за витратою та напором), користуючись критерієм експлуатаційного ККД та енергоефективності, шляхом проведення електричного та математичного моделювання робочого процесу у відцентрових насосах за різних режимів витрат та напорів, з використанням енергетичних показників роботи привідних електродвигунів, за умови різного їх навантаження.

Оцінку ефективності передачі енергії у електромеханічній системі від привідного електродвигуна через лопатеву систему насоса рідині, що перекачується, визначає ККД системи «електродвигун – муфта з'єднувальна – система регулювання – насос»

$$\eta_{agr} = \eta_{el} \cdot \eta_{muft} \cdot \eta_{sist.reg} \cdot \eta_{pump}, \quad (1)$$

де η_{agr} – ККД насосного агрегату; η_{el} – ККД електродвигуна; η_{muft} – ККД муфти з'єднувальної; $\eta_{sist.reg}$ – ККД системи регулювання електродвигуна; η_{pump} – ККД насоса.

У подальших дослідженнях роботи системи прийняті припущення, що система регулювання двигуна відсутня, тобто ККД системи регулювання електродвигуна дорівнює одиниці; ККД муфти з'єднувальної дорівнює 0,99 [46].

Тоді формула (1) набуде вигляду:

$$\eta_{agr} = 0,99 \cdot \eta_{el} \cdot \eta_{pump}. \quad (2)$$

Режим роботи привідного електродвигуна характеризується коефіцієнтом завантаження (k_z), який визначається відношенням його фактичної робочої потужності (P_M), до номінальної потужності (P_{nom}):

$$k_z = P_M / P_{nom}.$$

Фактичне значення ККД електродвигуна залежить від робочої потужності P_M та відповідає конкретному значенню коефіцієнта завантаження k_z .

Осереднена залежність ККД електродвигуна від коефіцієнту завантаження [2] представлена на рис. 1.

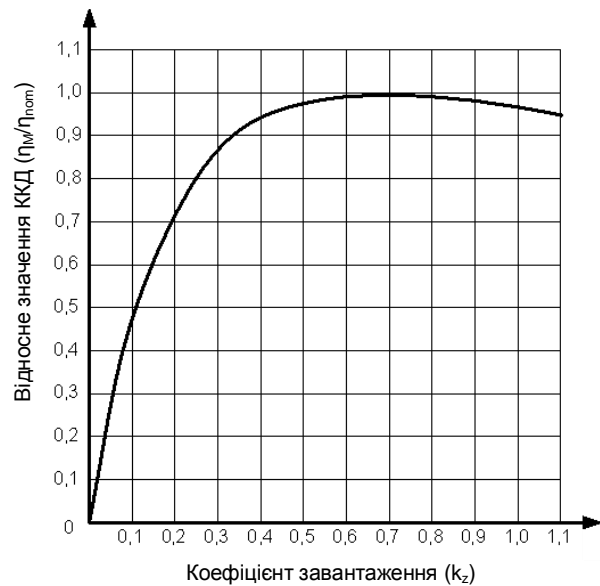


Рис. 1. Осереднена залежність ККД електродвигуна від коефіцієнту завантаження

За рекомендаціями [2], у випадку застосування електроприводу довготривалого режиму роботи, необхідно дотримуватися умови:

$$0,7 < k_z < 0,9.$$

У цьому діапазоні графіку (рис. 1) значення ККД електродвигуна є найвищим та змінюється мало. Для інших випадків режиму довготривалої роботи необхідний додатковий розрахунок доцільності застосування приводу, що розглядається.

Керуючись рекомендаціями [2], розглянемо на прикладі насосного агрегату АД 6300–80–2, що експлуатується у складі електромеханічної системи мережі водопостачання, переважний діапазон використання привідного електродвигуна, виходячи з коефіцієнту його завантаження та динаміки зміни ККД.

Для обертання ротора насоса зі швидкістю 750 об/хв у зазначених електромеханічних системах використовуються електродвигуни марки СДН 2–17–56–8 номінальною потужністю 2000 кВт та марки СДН 2–17–44–8 номінальною потужністю 1600 кВт.

Величини ККД при різних значеннях коефіцієнта завантаження k_z наведені у табл. 1 та табл. 2.

Таблиця 1 – Залежність ККД електродвигуна СДН 2–17–44–8 від коефіцієнту завантаження

Потужність P_M , кВт	80	160	400	800	1000	1200	1400	1600	1760	1920
ККД, %	68,59	81,2	91,12	94,27	95,27	95,63	95,81	95,9	95,9	95,87
Коефіцієнт завантаження, k_z	0,05	0,1	0,25	0,5	0,625	0,75	0,875	1	1,1	1,2

D

Таблиця 2 – Залежність ККД електродвигуна СДН 2–17–56–8 від коефіцієнту завантаження

Потужність P_M , кВт	100	200	500	1000	1250	1500	1700	2000	2200	2400
ККД, %	68,9	81,44	91,23	94,85	95,5	95,88	96,06	96,2	96,227	96,225
Коефіцієнт завантаження, k_z	0,05	0,1	0,25	0,5	0,625	0,75	0,85	1	1,1	1,2

З аналізу даних табл. 1 та 2 випливає, що ККД привідних електродвигунів електромеханічних систем, що розглядаються, зменшується на 1% від номінального значення при зміні коефіцієнту завантаження k_z у діапазоні $0,6 < k_z < 1,2$, що відповідає вимогам [2].

Зміну завантаження привідного електродвигуна (з урахуванням режиму роботи та меж зміни ККД) доцільно обмежити діапазоном:

$$0,6 < k_z < 1. \quad (3)$$

У такому випадку, зміна ККД електроприводу η_{priv} (з урахуванням ККД муфти з'єднувальної) буде у межах:

$$0,94 < \eta_{priv} < 0,952,$$

звідси, діапазон зміни ККД електромеханічної системи:

$$0,94 \eta_{pump} < \eta_{agr} < 0,952 \eta_{pump}. \quad (4)$$

Діапазон зміни робочої потужності насосу P_{pump} , у межах якого визначаються енергоефективні режими його роботи, складає:

$$0,94 \cdot 0,6 P_{nom} < P_{pump} < 0,952 \cdot 1,05 P_{nom},$$

чи

$$0,56 P_{nom} < P_{pump} < 0,99 P_{nom}, \quad (5)$$

при дотриманні умови (3).

Для насосних агрегатів АД 6300–80–2 у складі електромеханічних систем мереж водопостачання діапазон зміни робочої потужності насосу з електродвигуном СДН 2–17–44–8 складе від 896 кВт до 1584 кВт, а з електродвигуном СДН 2–17–56–8 – від 1120 кВт до 1980 кВт.

Результати дослідження робочого процесу насосних агрегатів

АД 6300–80–2 за різних значень витрат Q_i у межах $0,3 Q_{opt} < Q_i < 1,2 Q_{opt}$, (Q_{opt} – витрата насосу при його роботі у точці з $\eta_{pump\ max}$), одержані проведенням числового експерименту, підтверджують можливість роботи насосу в зазначеному діапазоні витрат при використанні первісного (базового) робочого колеса зовнішнього діаметру $D_2 = 1020$ мм, зі зменшенням його зовнішнього діаметра D_2 на 21 %. Поле зміни $Q-H$ параметрів насосу для кожного з варіантів D_2 , що розглядаються, у межах можливого зменшення його ККД від максимального значення на 5 % ($0,95 \eta_{pump\ max}$) представлено на рис. 2.

На рис. 3 виділені зони поля $Q-H$ характеристики у межах зміни ККД до 3 % і 5 % від його максимальних значень $\eta_{pump\ max}$ для визначених D_2 . Існуюча практика вказує на доцільність роботи насосу у такому діапазоні зміни ККД [2]. Зменшення діаметру D_2 до 865 мм (на 15 % від вихідного) призводить до зниження ККД насосу у точці оптимальної витрати Q_{opt} приблизно на 5 %. Подальше зменшення діаметру D_2 призводить до додаткових втрат енергії у робочому колесі та відводі, що знижує ККД насосу на 12 % при $D_2 = 805$ мм. Однак, віброакустичний стан насоса при цьому залишається задовільним.

Результати числового експерименту та проведених промислових випробувань на місцях експлуатації підтверджують можливість стійкої роботи вказаних насосів на режимах витрат від $0,6 Q_{opt}$ до $1,2 Q_{opt}$, однак, звернімо увагу, що зміна ККД насосу виходить за межі значень ($\eta_{pump\ max} - 5\%$) рис. 3.

У межах зазначеного діапазону зміни $Q-H$ параметрів визначимо поля кривих рівнозначних ККД (рис. 3) для різних варіантів зміни діаметру D_2 базового колеса.

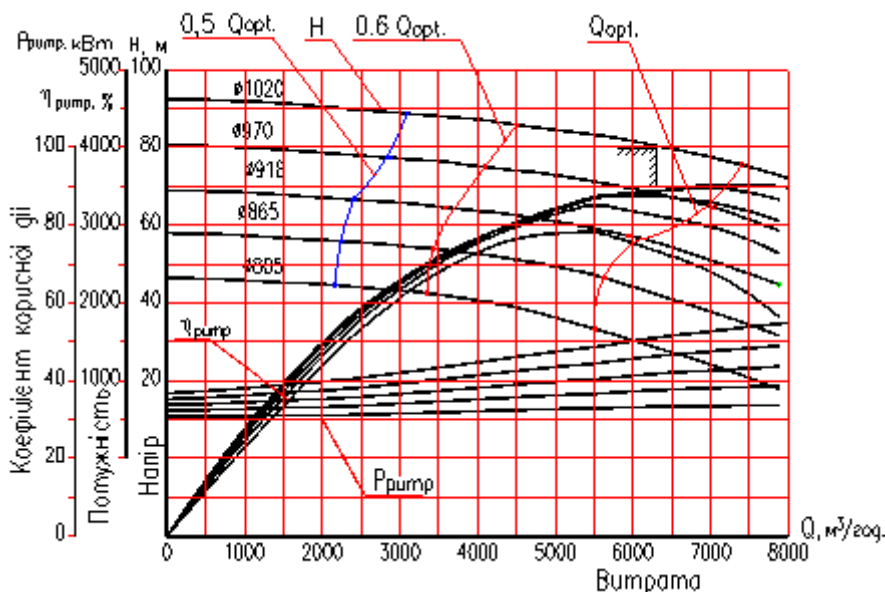


Рис. 2. Поле зміни $Q-H$ параметрів насосу Д 6300–80–2 при зміні зовнішнього діаметру D_2 у межах 1020–805 мм

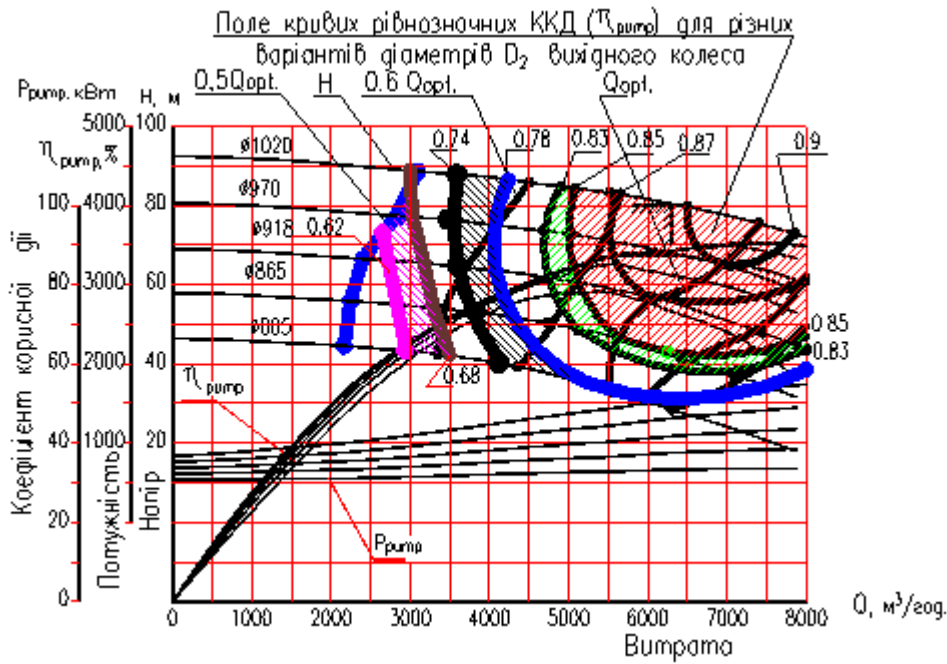


Рис. 3. Зміни ККД насосу Д 6300–80–2 у межах зміни витрати Q_i від $0,6 Q_{opt}$ до $1,2 Q_{opt}$

Аналіз розподілу кривих рівнозначних ККД насосу вказує на зони зміни його параметрів переважно шляхом зменшення діаметра D_2 від базового. Зі зменшенням діаметра D_2 зона ККД ($\eta_{pump\max} - 5\%$) звужується. Її площа становить близько 50% від загальної площі поля робочого інтервалу характеристики насосу, при цьому, сама зона ($\eta_{pump\max} - 5\%$) розташована у діапазоні найбільших витрат та напорів.

Як один з можливих способів підвищення енергоефективності роботи насосу при його експлуатації за межами зазначеної зони розглядається модернізація шляхом проектування та заміни колеса робочого [3]. Результати числового експерименту, що моделює робочий процес насосу при

витратах близьких до області $0,6 Q_{opt}$, підтверджують доцільність вибору вихідних параметрів робочої точки для проектування нового робочого колеса за витратою ($0,55-0,6 Q_{opt}$) та напором, що відповідає $Q-H$ характеристиці базового колеса з його максимальним базовим діаметром $D_2 = 1020$ мм за визначеної витрати. У цьому випадку зона ($\eta_{pump\max} - 5\%$) охоплює діапазон витрат до $0,45 Q_{opt}$, частково перекриваючи зону ефективної роботи насоса з базовим робочим колесом (рис. 4).

Для розширення зони ($\eta_{pump\max} - 5\%$) у області суттєвого зменшення базового діаметру D_2 (на величину більш як 15%) також можливе проведення модернізації насосу заміною базового колеса на колесо нового проектування, з

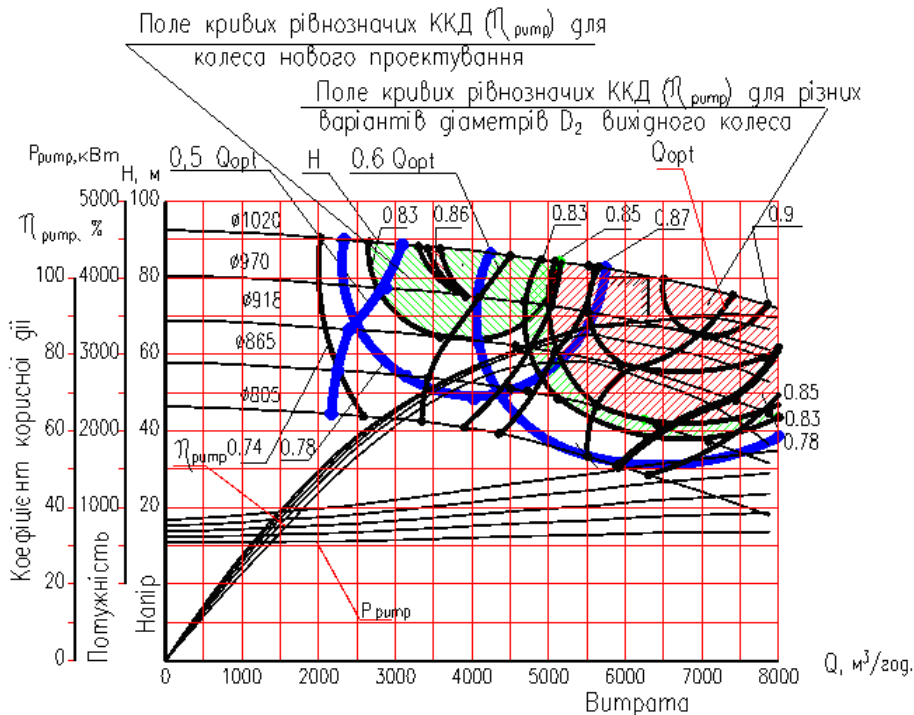


Рис. 4. Зміни ККД насосу Д 6300–80–2 при його роботі з базовим та робочим колесом нового проектування у межах зміни витрати Q_i від $0,6 Q_{opt}$ до $1,2 Q_{opt}$

робочими параметрами, вказаними на рис. 5. Такий захід розширює зону ефективної роботи насосу.

У відповідності до (2), на ККД ЕМС, у всьому можливому діапазоні його роботи, впливає ККД привідного електродвигуна, котрий у свою чергу залежить від коефіцієнта завантаження k_z . Результати розрахунку ККД електромеханічної системи, проведенні з використанням даних табл. 1 та 2, інтерпретовані на рис. 6. При навантаженні електродвигуна $0,5 P_{nom}$ і менше різко зменшуються значення ККД насосного агрегату.

АД 6300–80–2 при її роботі з електродвигуном СДН 2–17–44–8 та використанні модернізованого базового робочого колеса, а також робочого колеса нового проектування

Тому, обсяги спожитої електроенергії при роботі електромеханічних систем мереж водопостачання також залежить від показників режиму роботи привідних

електродвигунів.

Враховуючи прийняті межі зміни коефіцієнту завантаження привідних електродвигунів (3), розглянемо діапазон роботи насосу. Обмежимо, на визначеній попередньо (рис. 2) частині поля робочої зони $Q-H$ характеристики насосу, зону «проблемного» використання (рис. 7) привідних електродвигунів, якими комплектуються насосні агрегати АД 6300–80–2 (тобто, зону завантаження привідних електродвигунів, у якій зменшення ККД двигуна складає більше 1 % від ККД у точці P_{nom}).

Виходячи з критерію граничної зміни ККД насосу ($\eta_{pump\ max} - 5\%$) та обмеження зменшення ККД привідного електродвигуна на 1 % від $\eta_{el\ max}$, представлене на рис. 7, поле $Q-H$ розіб'ємо на зони:

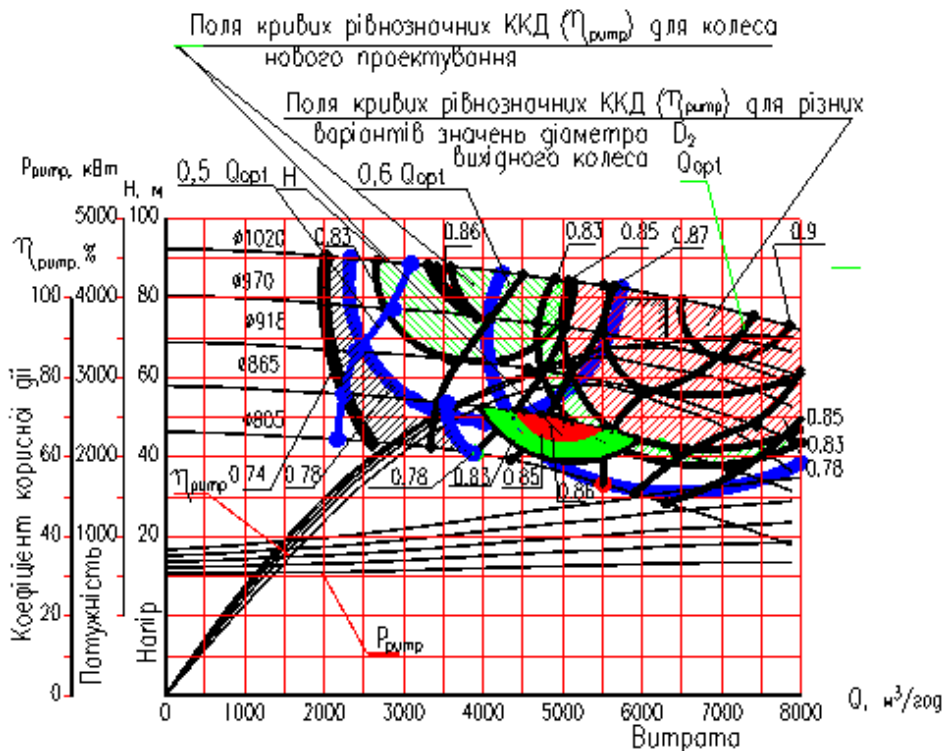


Рис. 5. Поля кривих рівнозначних ККД насосу Д 6300–80–2 при його модернізації з заміною базового колеса на змінні модернізовані та зміною геометрії вихідної частини базового колеса

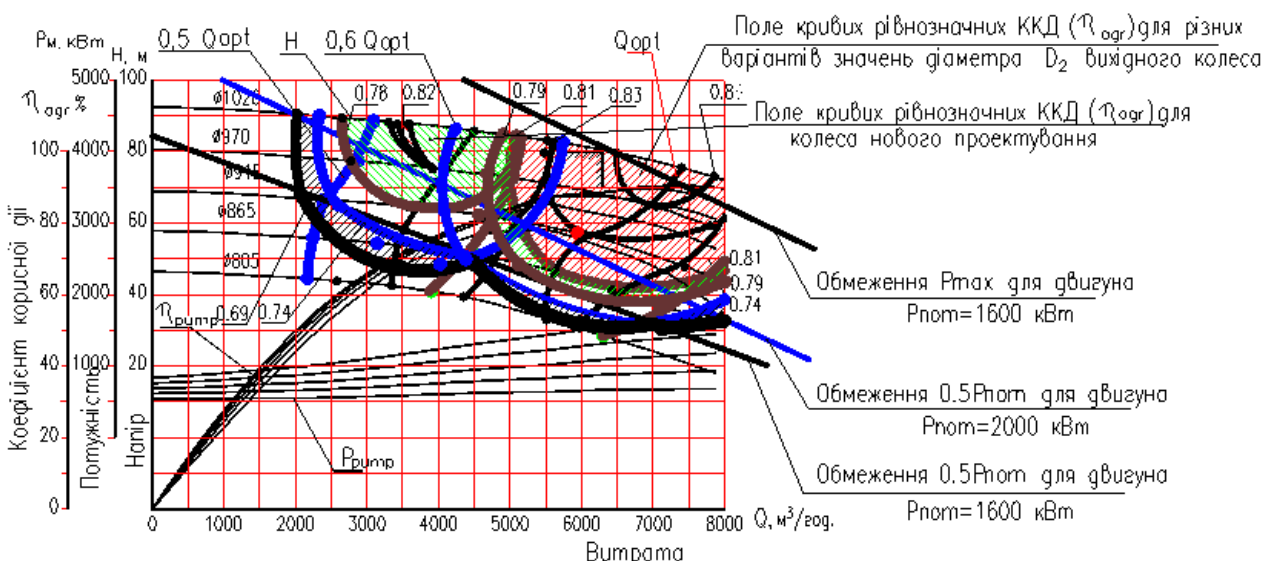


Рис. 6. Поля кривих рівнозначних ККД насосного агрегату

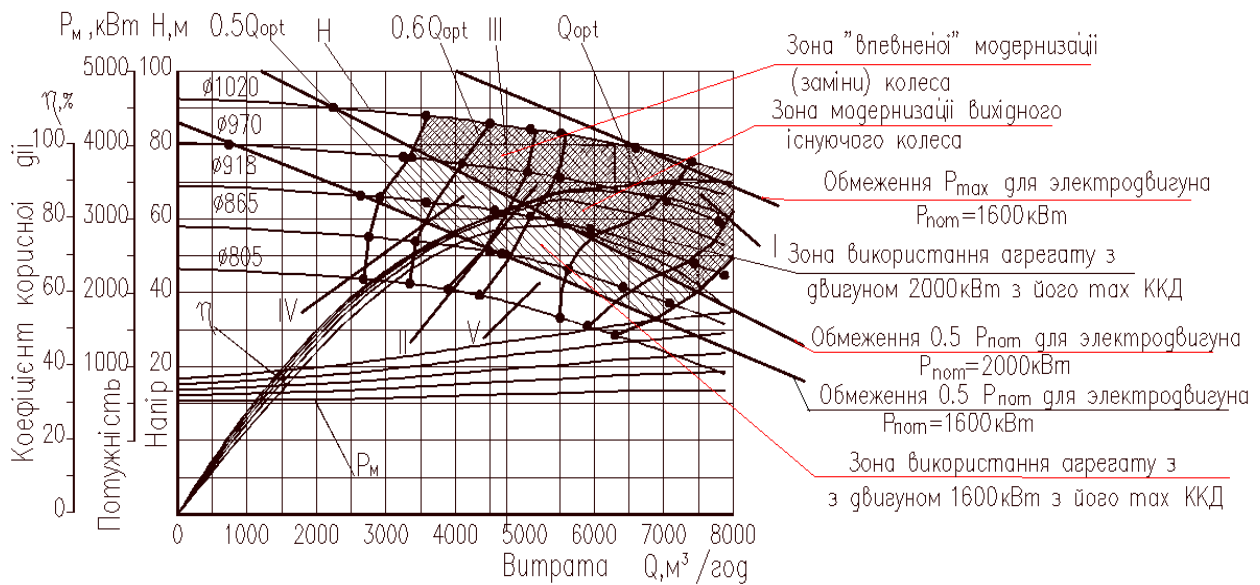


Рис. 7. Обмеження поля $Q-H$ характеристик з урахуванням енергоефективності застосування привідного електродвигуна

I – зона можливої модернізації існуючого базового робочого колеса насосу без заміни електродвигуна;

II – зона переважної можливої модернізації існуючого базового робочого колеса насосу без заміни електродвигуна;

III – зона можливої модернізації насосу шляхом заміни існуючого базового робочого колеса на робоче колесо нового проектування під необхідні параметри без заміни електродвигуна;

IV – зона можливої модернізації насосного агрегату шляхом заміни існуючого базового робочого колеса на робоче колесо нового проектування під необхідні параметри та електродвигуна;

V – зона можливої модернізації насосного агрегату шляхом модернізації існуючого базового робочого колеса з завідомо суттєво зниженими показниками енергоефективності роботи ЕМС, у т. ч. й через роботу привідного електродвигуна на режимах з низьким коефіцієнтом завантаження k_z .

Досягні енергетичні показники роботи насосу у зоні II, III, IV шляхом заміни існуючого базового робочого колеса

на робоче колесо нового проектування під необхідні параметри, оцінюються за методиками [3, 4].

На основі наведених міркувань та розрахунків, при застосуванні зазначених вище привідних електричних двигунів, поле $Q-H$ характеристик насосного агрегату АД 6300–80–2, за умови його ефективної експлуатації, набуває вигляду, зображеного на рис. 8 та 9.

Проведені дослідження робочого процесу електромеханічної системи показують:

- доцільність використання насосного агрегату АД 6300–80–2 у діапазоні зміни потужності насосу $0,56 P_{nom} < P_{pump} < 0,99 P_{nom}$ при зміні навантаження привідних електродвигунів у межах $0,6 < k_z < 1,05$

- можливість модернізації зазначеного насосного агрегату шляхом модернізації базового робочого колеса чи його заміною на робоче колесо нового проектування під необхідні параметри;

- на ефективність роботи насосного агрегату у зоні низьких напорів та витрат (при зменшенні діаметру D_2 робо-

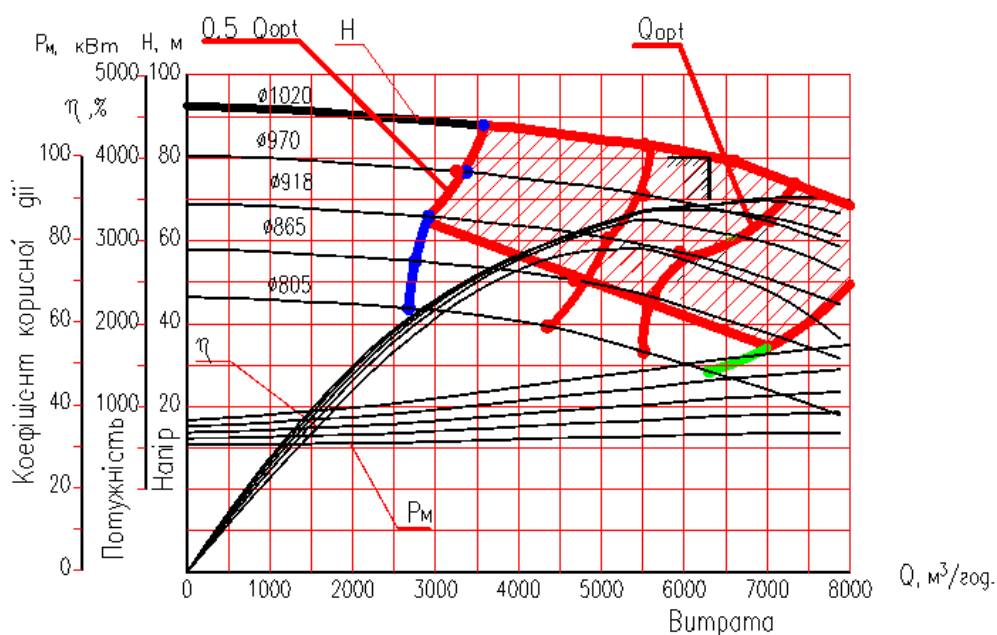


Рис. 8. Обмеження поля $Q-H$ характеристик насосного агрегату АД 6300–80–2 при використанні електродвигуна СДН 2–17–44–8У3

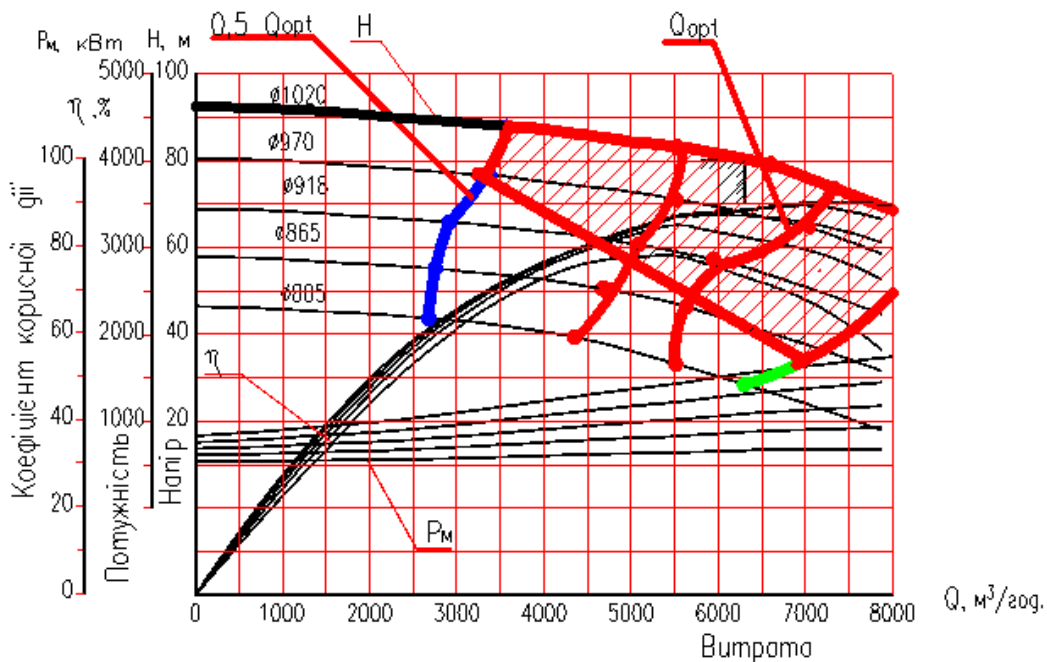


Рис. 9. Обмеження поля $Q-H$ характеристик насосного агрегату АД 6300-80-2 при використанні електродвигуна СДН 2-17-56-8У3

чого колеса більше ніж на 15 % від базового розміру) великий вплив має режим роботи привідного електродвигуна (його завантаженість);

– доцільність модернізації та використання насосного агрегату при його роботі на режимах $P_{\text{ронтр}} < 0,5 P_{\text{ном}}$ повинна розглядатися з урахуванням не тільки ефективності робочого процесу насоса, але і ефективності роботи привідного електродвигуна.

Доцільність проведення модернізації за варіантами необхідно оцінювати показниками енергоефективності роботи агрегату до та після модернізації. Вона визначається об'ємом та вартістю спожитої електроенергії, а також витратами на модернізацію та подальшу експлуатацію.

Наведені результати досліджень робочого процесу насосного агрегату АД 6300-80-2 є частиною проведених автором досліджень ЕМС з насосами типу Д з номінальними витратами від 2000 $\text{м}^3/\text{год}$ до 6300 $\text{м}^3/\text{год}$. На рис. 10-13 представлені графіки обмеження полів $Q-H$ характеристик насосних агрегатів АД 2000-100-2, АД 2500-62-2, АД 3200-75-2, АД 4000-95-2 за умови їх експлуатації у енергоефективних режимах.

На основі застосованого підходу до зонування поля $Q-H$ характеристики електромеханічних систем, виходячи з ефективності використання енергії, далі розглянемо основні принципи методики оцінки управлінських рішень щодо об'ємів можливої модернізації, а також і експлуатації ЕМС на різних режимах.

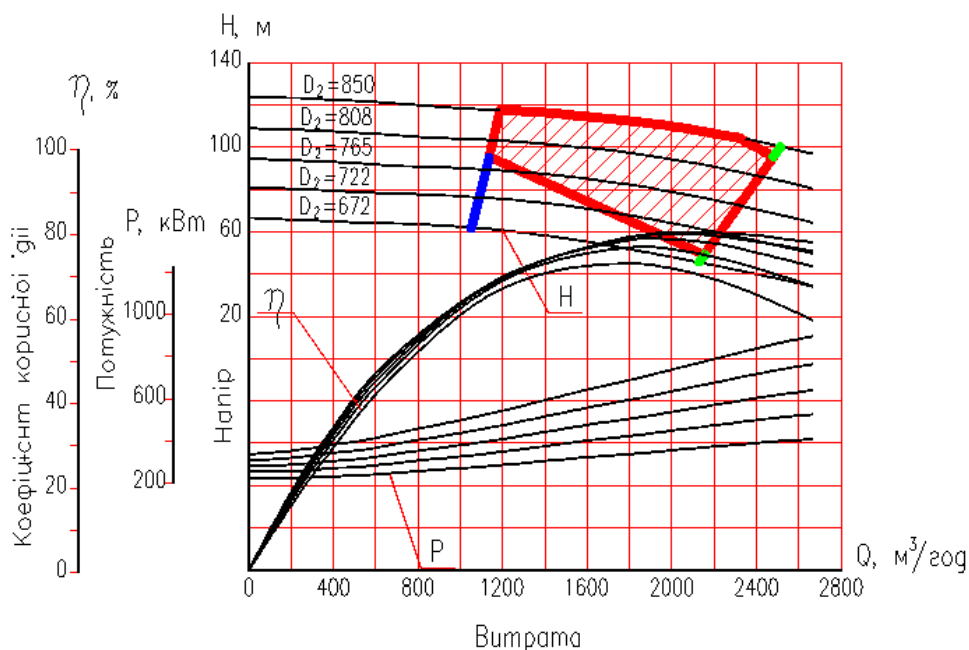


Рис. 10. Обмеження поля $Q-H$ характеристик насосних агрегатів АД 2000-100-2 при використанні електродвигуна СД 2-85 / 57-6 УХЛ 4, чи електродвигуна А 4450 X 6 У3 за умови їх енергоефективної експлуатації

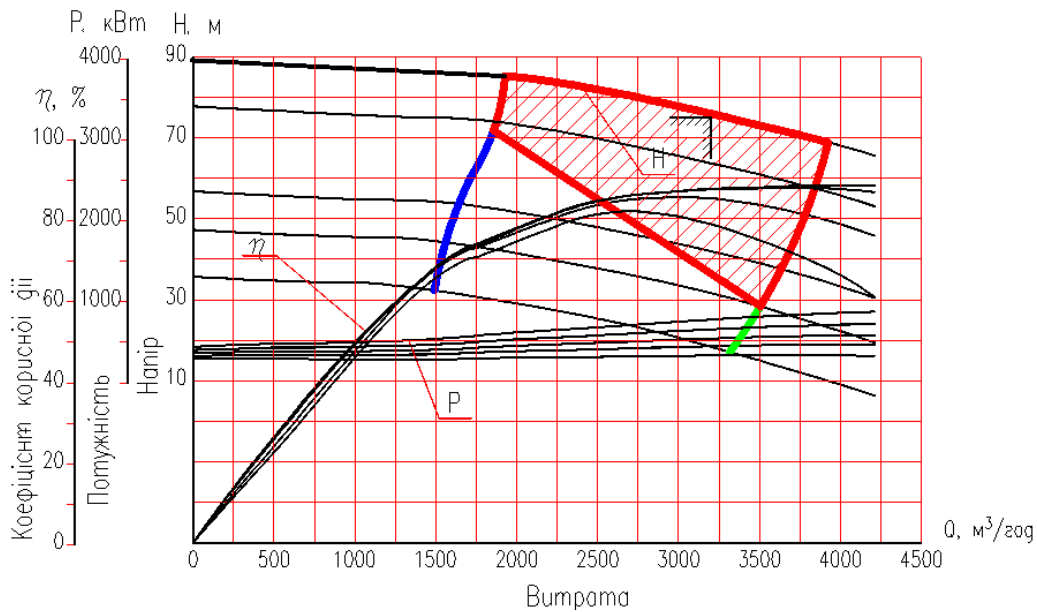


Рис. 11. Обмеження поля $Q-H$ характеристик насосних агрегатів АД 3200-75-2 при використанні електродвигуна СДН 2-16-36-6 У3, чи електродвигуна СДН 14-59-6 У3 за умови їх енергоефективної експлуатації

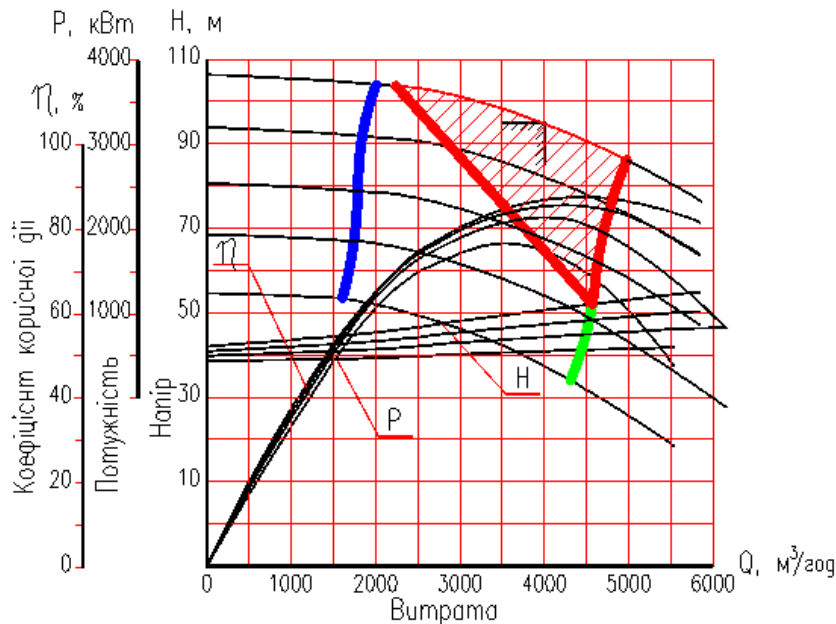


Рис. 12. Обмеження поля $Q-H$ характеристик насосних агрегатів АД 4000-95-2 при використанні електродвигуна СДН 2-16-59-6 У3, чи електродвигуна СДН 15-49-6 У3 за умови їх енергоефективної експлуатації

4. ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

Робоча потужність $P_{рпмп\ i}$ відцентрового насоса у i -му режимі його роботи з витратою Q_i розраховується за формулою [5]:

$$P_{рпмп\ i} = \rho g H_i Q_i / 1000 \eta_{рпмп\ i}, \quad (6)$$

де ρ – густина рідини, яку перекачує насос; g – прискорення вільного падіння, H_i – напір насоса, $\eta_{рпмп\ i}$ – ККД насоса у i -му режимі його роботи.

З огляду на раціональне використання енергії ЕМС, доцільно застосовувати привідні електродвигуни у межах

визначеного діапазону їх завантаження (7.3). Рішення щодо використання привідного двигуна за межами (7.3) має ґрунтуватися на комплексному аналізі та розрахунку енергоефективності функціонування всієї системи з визначенням вартості її життєвого циклу за варіантами комплектування підсистем, або її елементів [6].

Під вартістю життєвого циклу розуміється повний комплекс витрат, що пов'язані з:

- первісною вартістю всіх елементів систем водозабезпечення технологічного процесу;
- вартістю монтажу та налаштування обладнання;
- вартістю енергії, що витрачається у період життєвого циклу систем;



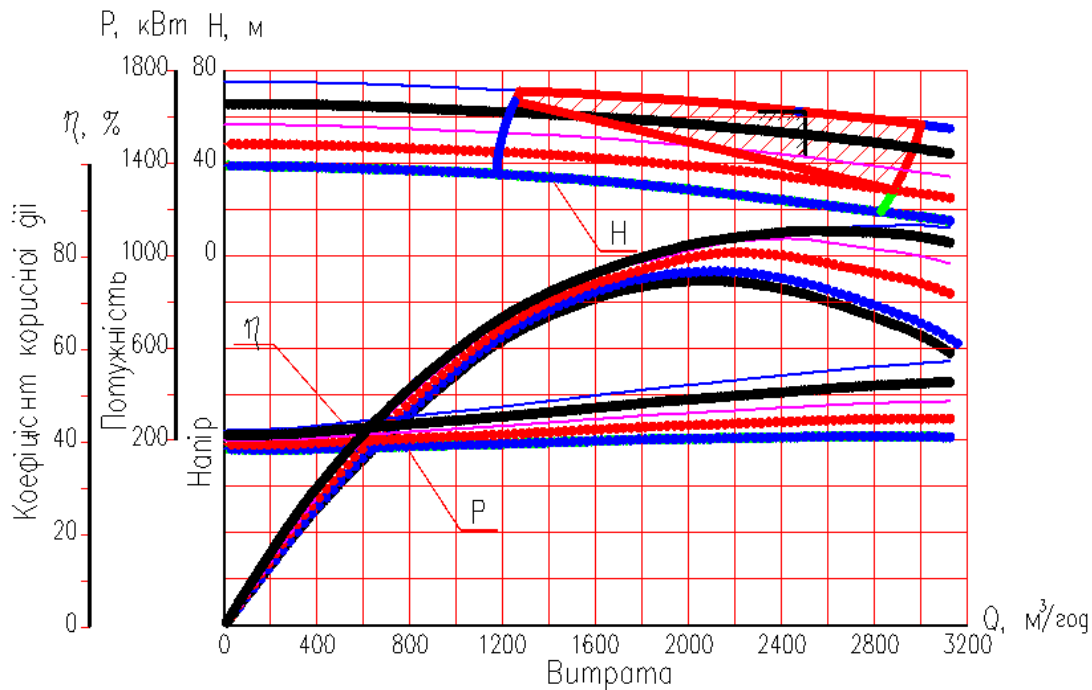


Рис. 13. Обмеження поля $Q-H$ характеристик насосних агрегатів АД 2500–62–2 при використанні електродвигуна СД 2–85 / 45–6 УХЛ 4, чи електродвигуна А 4450 X 6 УЗ за умови їх енергоефективної експлуатації

- вартістю експлуатаційних витрат (при експлуатації у штатному режимі);
- вартістю обслуговування та ремонту;
- вартістю інших витрат, включаючи природоохоронні заходи та утилізацію обладнання.

Для подальшого аналізу та висновків скористаємося результатами досліджень, отриманих при вивченні робочого процесу насосу марки Д 2000–100–2.

Для оцінювання ефективності роботи насосу (за його конструктивними параметрами) у різних частинах поля $Q-H$ характеристик на рис. 14 побудовано криві рівнозначних ККД, за якими визначено зони доцільної експлуатації насосу.

Для ЕМС єдиним елементом, що передає енергію потоку рідини, є робоче колесо насоса. Елементами, що приймають участь у процесі передачі енергії від електричної мережі до лопаті робочого колеса є: система регулювання швидкості обертання ротора електродвигуна, привідний електричний двигун, з'єднувальна муфта, насос. У кожному елементі цього ланцюга є втрати енергії і ефективність передачі енергії оцінюється сукупним ККД елементів. З урахуванням викладеного, поле рівнозначних ККД електромеханічної системи набуває вигляду (рис. 15).

Поле робочої частини $Q-H$ характеристик насосного агрегату (рис. 15) обмежене умовою (7), щодо діапазону ефективного використання привідного електродвигуна.

Для оцінювання ефективності роботи насосного агрегату у i -му режимі шляхом визначення його ККД за виразом (2), необхідно мати числові значення ККД насоса та електродвигуна на i -му режимі з витратою Q_i . Визначення ефективності роботи ЕМС у період його експлуатації через показники ККД є клопіткою роботою.

Оцінювання енергоефективності роботи електромеханічних систем, гідравлічної мережі водопостачання в цілому пропонується проводити за показниками питомих витрат електроенергії на перекачування одного метра кубічного рідини при роботі ЕМС в i -му режимі (з витратою Q_i). Цей показник ρ_i розраховується як:

$$\rho_i = A_i / t_i Q_i, \quad (7)$$

де A_i – кількість електроенергії, яку споживає ЕМС в i -му режимі ($\text{кВт}\cdot\text{год}$), t_i – термін роботи у i -му режимі (год), Q_i – витрата насоса ($\text{м}^3/\text{год}$) упродовж t_i .

Показники питомих витрат електроенергії ρ_i визначаються також розрахунком, використовуючи результати наукових досліджень робочого процесу насоса, технічні дані та характеристики привідних електродвигунів. У формулі (7) A_i / t_i – робоча потужність ЕМС $P_{agr,i}$ при її роботі в i -му режимі, тому

$$\rho_i = P_{agr,i} / Q_i. \quad (8)$$

У свою чергу, робоча потужність $P_{agr,i}$ електромеханічної системи визначається за робочою потужністю насоса $P_{pump,i}$, як:

$$P_{agr,i} = P_{pump,i} / \eta_{el}, \quad (9)$$

З урахуванням (6) формула (9) набуває вигляду:

$$P_{agr,i} = (\rho g H_i Q_i / 1000 \eta_{pump,i}) / \eta_{el,i}. \quad (10)$$

Тому, за формулою (7.8), використовуючи (10):

$$\rho_i = \rho g H_i / 1000 \eta_{pump,i} \eta_{el,i}. \quad (11)$$

Якщо врахувати втрати енергії у з'єднувальній муфті, то вираз (11) набуває вигляду:

$$\rho_i = \rho g H_i / 990 \eta_{pump,i} \eta_{el,i}. \quad (12)$$

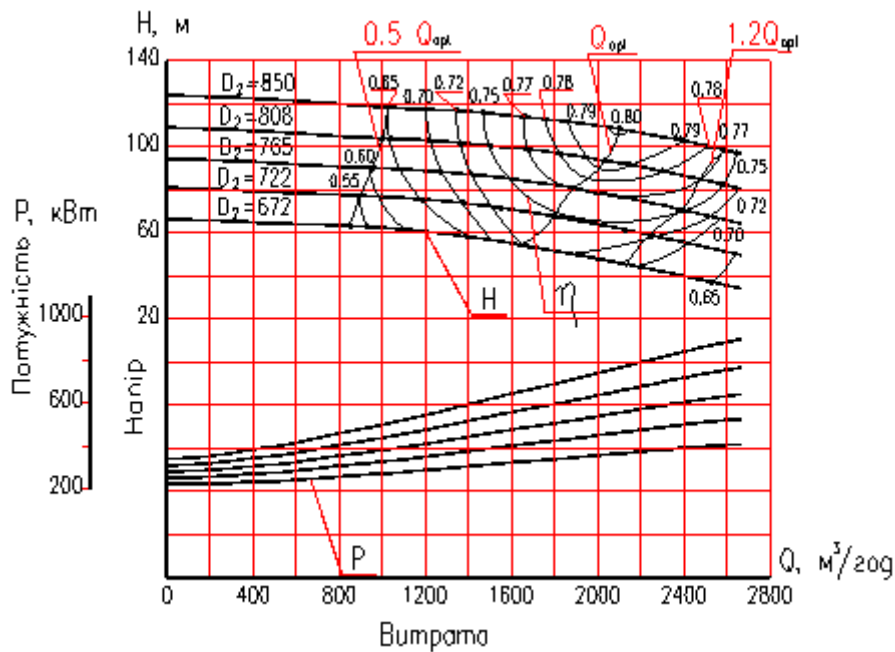


Рис. 14. Поле кривих рівнозначних ККД насосу Д 2000–100–2

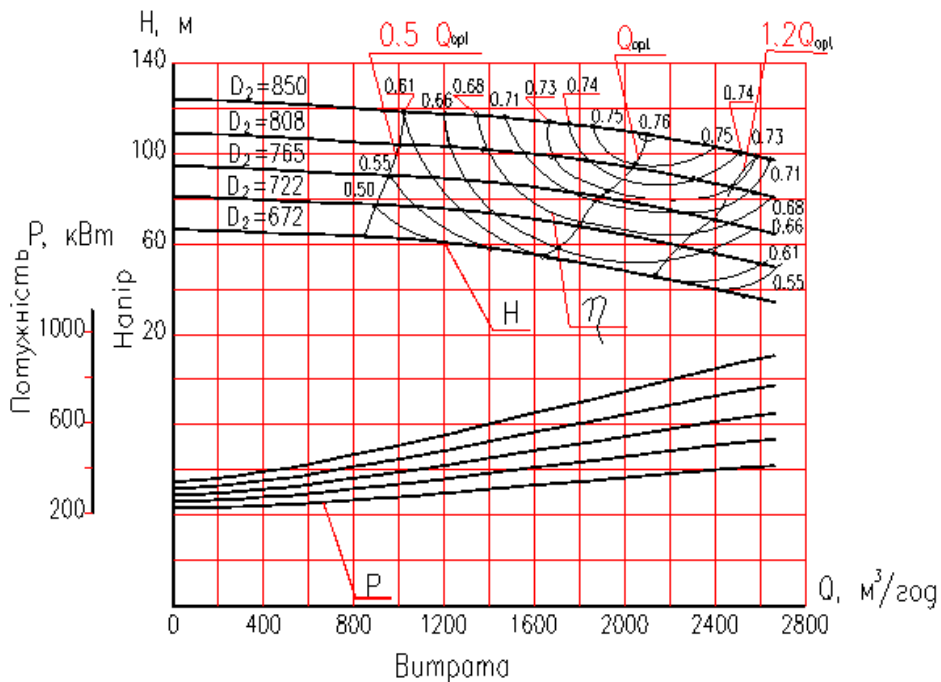


Рис. 15. Поле кривих рівнозначних ККД насосного агрегату АД 2000–100–2

За результатами проведених наукових досліджень робочого процесу декількох типорозмірів насосів типу Д, використовуючи формулу (12), розраховано показники питомих витрат електроенергії ρ_i на перекачування одного метра кубічного рідини при роботі електромеханічних систем у діапазоні витрат Q_i від $0,5 Q_{opt}$ до $1,2 Q_{opt}$. Для геометричної інтерпретації розрахунку ρ_i використано поле $Q-H$ характеристик насосного агрегату, у межах якого визначено шкалу зміни ρ_i та побудовані геометричні місця точок значень ρ_i . Сукупність побудованих кривих є полем зміни

розрахункового показника питомих витрат електроенергії ρ_i на перекачування одного метра кубічного рідини при роботі насосного агрегату АД 2000–100–2 у діапазоні витрат Q_i від $0,5 Q_{opt}$ до $1,2 Q_{opt}$, що зображено на рис. 16.

Результати проведених досліджень та розрахунків показника ρ_i у межах визначених інтервалів $Q-H$ характеристик насосних агрегатів, робочий процес яких досліджено у дисертаційній роботі, інтерпретовані на рис. 17–20.

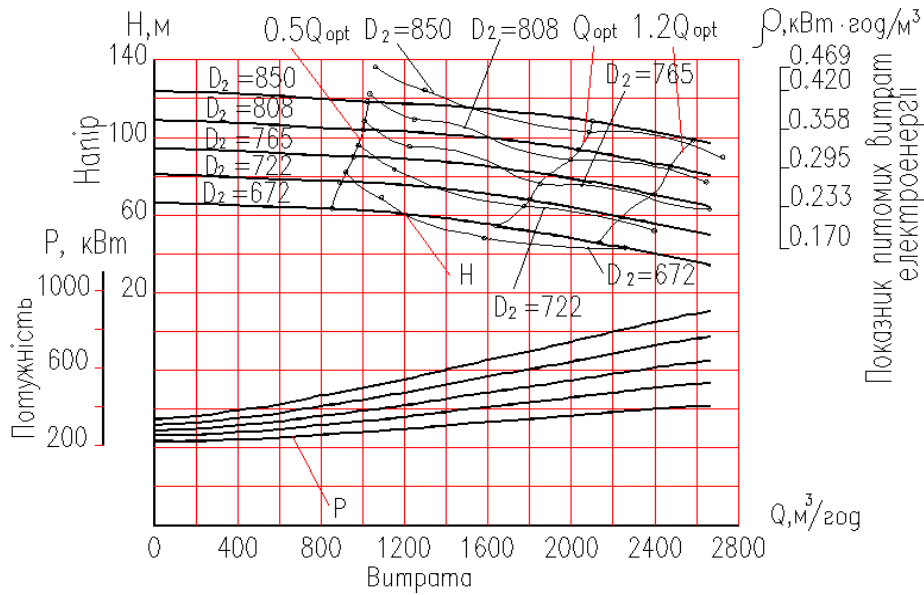


Рис. 16. Поле зміни розрахункового показника ρ_i насосного агрегату АД 2000–100–2

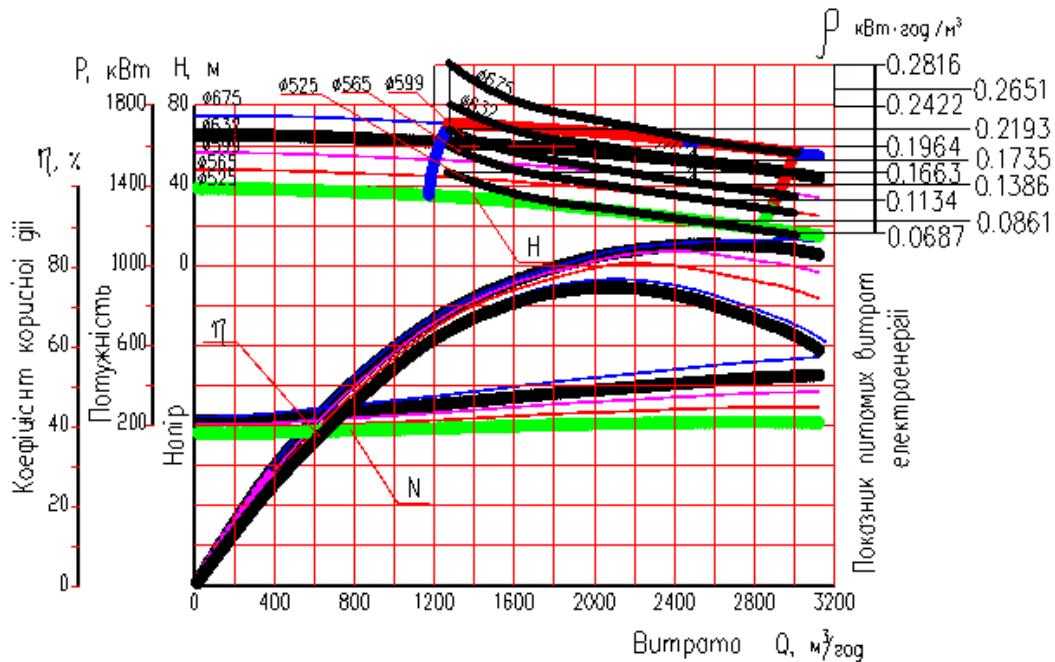


Рис. 17. Поле зміни розрахункового показника ρ_i насосного агрегату АД 2500–62–2

За результатами розрахунків відслідковується закономірність зміни розрахункового показника ρ_i залежно від конструктивних параметрів насоса (D_2) та режиму його роботи (витрати Q_i). Така залежність подається степеневою функцією. Для ЕМС, що досліджуються у дисертаційній роботі, математична залежність визначення питомого споживання енергії записується як:

$$\rho_i = A Q_i^{-B \frac{D_2}{D_{2i}}}, \quad (13)$$

де A – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості проточної частини насоса; B – коефіцієнт пропорційності, який залежить від умов руху рідини у проточній частині при номінальних параметрах роботи насоса; Q_i – витрата насоса на i -му режимі його роботи; D_2 – номінальний

зовнішній діаметр робочого колеса; D_{2i} – зовнішній діаметр існуючого робочого колеса.

У визначеному діапазоні роботи електромеханічних систем (від $0,5 Q_{opt}$ до $1,2 Q_{opt}$) та межах зміни розмірів зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 ($0,85D_2 < D_{2i} < D_2$) коефіцієнт A та коефіцієнт B може змінюватися:

для ЕМС з насосом Д 2000–100–2 $A = 50,279 D_2 / D_{2i}$; $B = 0,649$;

для ЕМС з насосом Д 2500–62–2 $A = 43,836 (D_2 / D_{2i})^2$, $B = 0,697$;

для ЕМС з насосом Д 3200–75–2 $A = 70,117 (D_2 / D_{2i})^2$, $B = 0,708$;

для ЕМС з насосом Д 4000–95–2 $A = 99,916 (D_2 / D_{2i})^2$, $B = 0,699$;

для ЕМС з насосом Д 6300–80 (24НДс)

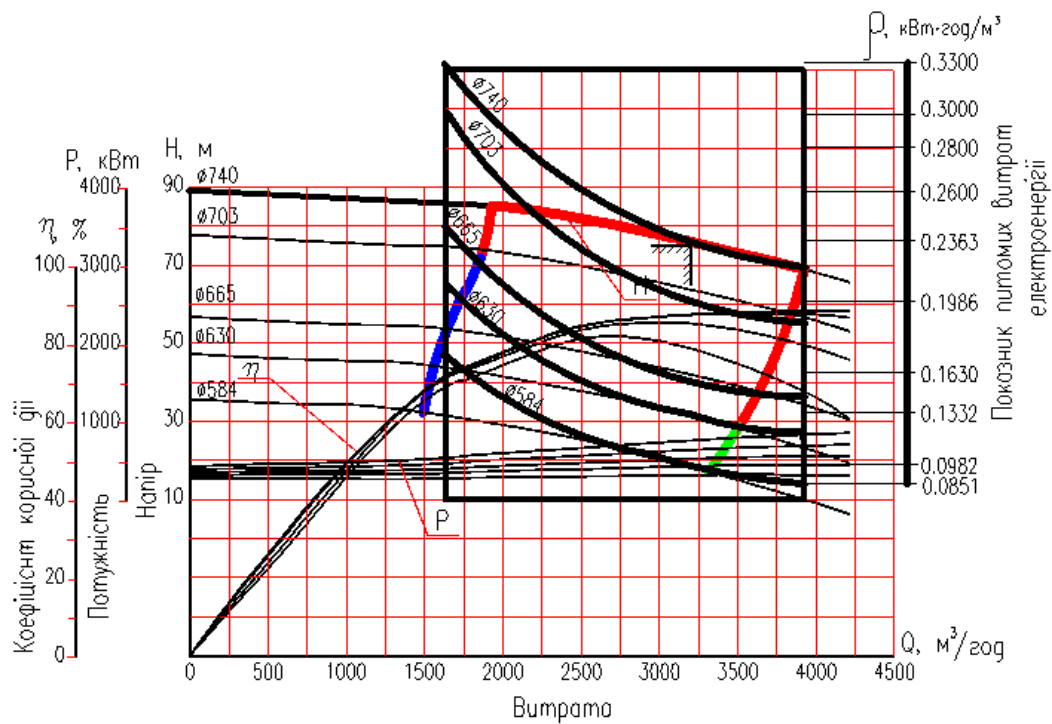


Рис. 18. Поле зміни розрахункового показника ρ_i насосного агрегату АД 3200–75–2

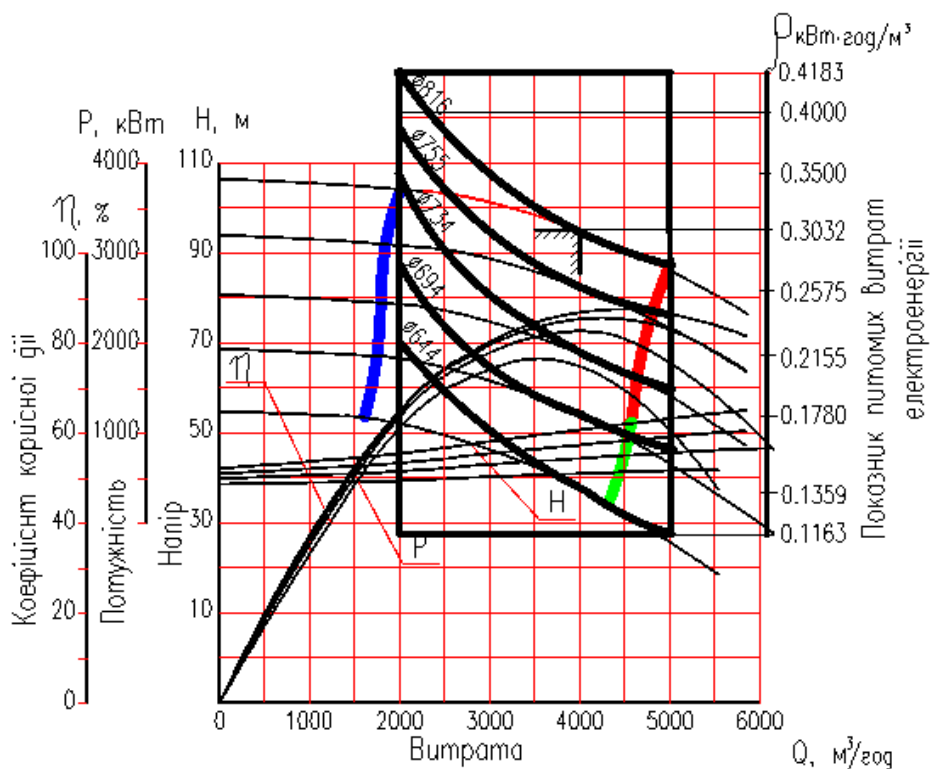


Рис. 19. Поле зміни розрахункового показника ρ_i насосного агрегату АД 4000–95–2

$$A = 89,357 (D_2 / D_{2i})^2, B = 0,731;$$

для ЕМС з насосом Д6300–80–2 $A = 144,47 (D_2 / D_{2i})^2$,
 $B = 0,735$.

Відхилення розрахункових величин ρ_i , одержаних у результаті числового експерименту та визначених за формулою (14) знаходяться у межах 6,3 %.

Вплив втрат енергії у електричному двигуні та з'єднувальній муфті, за різних режимів роботи електромеханічної системи, враховується ККД муфти та ККД приводного електродвигуна при його експлуатації на i -му режимі навантаження.

Тому, питоме споживання електроенергії ЕМС за різних режимів його роботи розраховується:



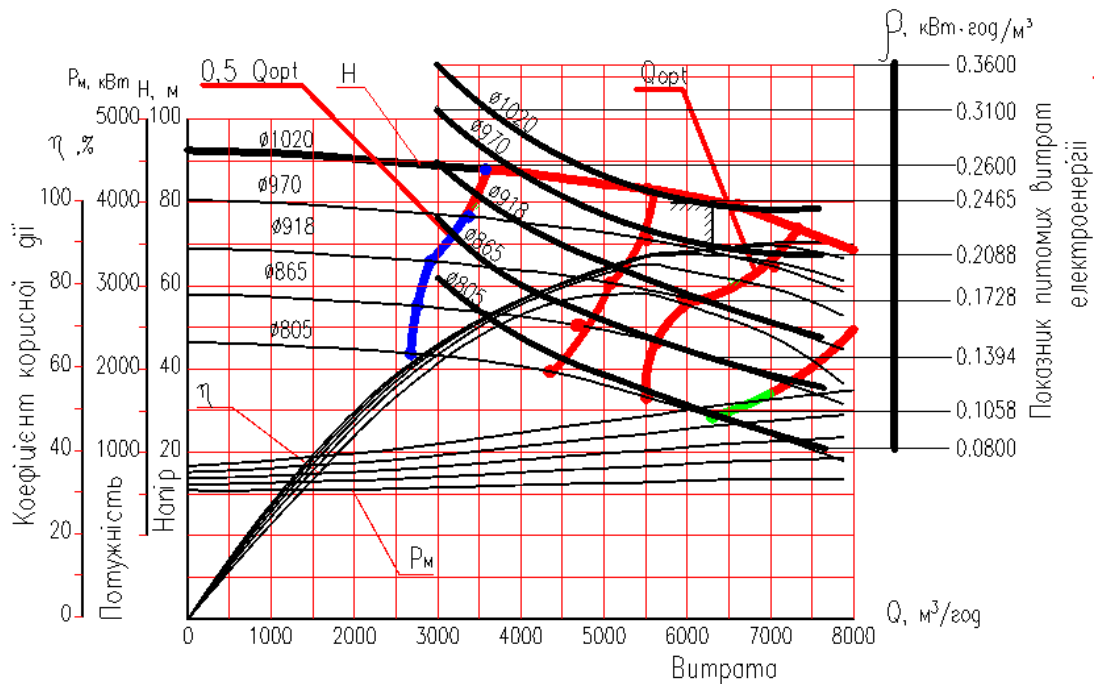


Рис. 20. Поле зміни розрахункового показника ρ_i насосного агрегату АД 6300–80–2

$$\rho_i = A Q_i^{-B \frac{D_2}{D_{2i}}} / 0,99 \eta_{el,i} \quad (14)$$

У виразі (14) коефіцієнт 0,99 враховує втрати енергії у з'єднувальній муфті, $\eta_{el,i}$ – ККД привідного електродвигуна при його експлуатації на i -му режимі навантаження.

Для визначення фактичного показника $\rho_{f,i}$ при роботі ЕМС в i -му режимі з витратою Q_i необхідно скористатися лічильниками електричної енергії та води, знявши їх покази за певний проміжок часу t_i , та скористатися формулою (7.7) для розрахунку зазначеного показника.

Різниця $\Delta\rho$ між розрахунковим ρ_i та фактичним $\rho_{f,i}$:

$$\Delta\rho = \rho_i - \rho_{f,i}, \quad (15)$$

є індикативним показником необхідності проведення технічних заходів щодо відновлення електромеханічної системи чи її модернізації.

5. ОЦІНЮВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ПРОВЕДЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАХОДІВ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕМС

Доцільність проведення технічних заходів щодо підвищення енергоефективності функціонування ЕМС пропонується визначати розрахунком можливої вартості частини життєвого циклу електромеханічної системи після проведення робіт та порівнянням її з аналогічними розрахунками, проведеними за показниками енергоефективності роботи електромеханічної системи до її відновлення чи модернізації.

Така методика базується на визначенні і порівнянні об'ємів та вартості електроенергії, що може бути спожита за різних варіантів модернізації та експлуатації електромеханічної системи протягом певного періоду часу t , з витратами на її модернізацію та подальшу експлуатацію (за винятком витрат на електроенергію).

Вартість електроенергії $C_{e,i}$, що споживається, обумов-

люється показниками питомих витрат електроенергії ρ_i на перекачування одного метра кубічного рідини при роботі комплексів з витратою Q_i , тривалістю такого періоду у часі t_i , тарифом на електроенергію T :

$$C_{e,i} = \rho_i Q_i t_i T. \quad (16)$$

Якщо протягом періоду часу t електромеханічна система працювала на змінних режимах, то необхідно враховувати, що

$$t = \sum_{i=1}^n t_i. \quad (17)$$

Тоді вартість електроенергії C_e , що споживається протягом t , розраховується:

$$C_e = \sum_{i=1}^n \rho_i Q_i t_i T. \quad (18)$$

Якщо електромеханічна система експлуатується до та після модернізації за незмінним регламентом, а показники питомих витрат електроенергії на перекачування одного метра кубічного рідини при роботі систем на i -х режимах визначені як ρ_{i1} та ρ_{i2} , а, за аналогією з (15),

$$\rho_{i1} - \rho_{i2} = \Delta\rho_{i,1,2}, \quad (19)$$

то різниця вартості спожитої електроенергії ΔC_e за варіантами роботи (до та після модернізації) електромеханічної системи визначається за виразом:

$$\Delta C_e = \sum_{i=1}^n \Delta\rho_{i,1,2} Q_i t_i T \quad (20)$$

Використавши (19), отримаємо:

$$\Delta C_e = tT \sum_{i=1}^n \Delta \rho_{i,2} Q_i. \quad (21)$$

Визначивши витрати на відновлення або модернізацію системи C_{mod} . (зазвичай витрати на подальшу експлуатацію та обслуговування є незмінними, якщо привідний електродвигун або насос не замінюється), за умови, що повне повернення (без урахування дисконтування) витрат на модернізацію компенсується економією електроенергії, маємо умову:

$$C_{\text{mod}} = \Delta C_e. \quad (22)$$

За умови (22) з (21), період роботи електромеханічної системи t , упродовж якого витрати на модернізацію покритуться вартістю зекономленої електроенергії, розраховується за формулою:

$$t = C_{\text{mod}} / T \sum_{i=1}^n \Delta \rho_{i,2} Q_i. \quad (23)$$

З виразу (13) випливає, що витрата енергії у системі водопостачання залежить у першу чергу від величини напору, який повинен розвинути насос, та втрат енергії у привідному двигуні і насосі при їх роботі.

Розглядаючи умови функціонування інших підсистем водопостачання, звернімо увагу на потреби технологічного процесу споживача. Зазвичай, споживач вимагає від системи водопостачання стабілізації тиску H_{sp} . при змінній витраті [7]. Для забезпечення такої вимоги, при транспортуванні рідини необхідно компенсувати витрати енергії, пов'язані з умовами розташування резервуарів води та водоприймачів H_c , втрати енергії у гідравлічному потоці за довжиною трубопроводу $H_{d,i}$ та у місцевих опорах $H_{m,i}$, тобто,

$$H_i = H_c + H_{d,i} + H_{m,i} + H_{sp}. \quad (24)$$

Тоді (13) набуває вигляду:

$$\rho_i = \rho g (H_k + H_{Ri}) / 990 \eta_{\text{пмп},i} \eta_{\text{ел},i}, \quad (25)$$

де $H_k = H_c + H_{sp}$ – конструкційно-технологічний параметр мережі водопостачання; $H_{Ri} = H_{d,i} + H_{m,i}$ – сумарні втрати енергії потоку рідини при її проходженні трубопроводами мережі у i -му режимі водопостачання.

За наведеною вище методикою та приведеними формулами, показами приладів обліку води та спожитої електромеханічними системами електроенергії визначаються втрати енергії у ЕМС та трубопровідній мережі на будь-якому i -му режимі роботи мережі водопостачання; за розрахунком вартості життєвого циклу визначається доцільність проведення технічних заходів щодо підвищення енергоефективності експлуатації таких мереж.

Як впливає з проведених досліджень, енергоефективна робота ЕМС у складі гідравлічної мережі водопостачання, а також і вартість її життєвого циклу, залежить від ступеня узгодженості функціонування усіх елементів мережі.

Енергоефективною вважається робота мережі водопостачання у разі, коли миттєва подача води ЕМС у будь-який

період часу дорівнює миттєвій потребі всіх споживачів мережі за умов дотримання усіх вимог основного технологічного процесу виробництва за витратою, тиском та надійністю. Тобто мають виконуватися рівності:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{j=1}^m Q_j + Q_{\text{мер}}, \quad (26)$$

де Q_i , Q_j – відповідно обсяги витрати води i -м насосним агрегатом електромеханічної системи та j -м споживачем системи; n – кількість насосних агрегатів електротехнічних комплексів; m – кількість споживачів мережі; $Q_{\text{мер}}$ – обсяги втрат води у мережі:

$$P_{\text{ис}} = P_{\text{спож}} + P_{\text{мер}}, \quad (27)$$

де $P_{\text{ис}}$ – тиск на виході з ЕМС; $P_{\text{спож}}$ – необхідний тиск на вході у споживача; $P_{\text{мер}}$ – падіння тиску у мережі від ЕМС до споживача.

6. ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОЗДІЛУ

Формулювання вимог до електромеханічної системи мережі водопостачання при її модернізації з метою підвищення показника енергоефективності всієї гідравлічної мережі є результатом комплексного дослідження з використанням електричних моделей. Дослідження здійснено як для режиму роботи мережі водопостачання до початку робіт з модернізації, так і для прогнозних показників роботи мережі водопостачання після проведення модернізаційних заходів.

Застосування методу електричного моделювання робочих процесів мережі водопостачання дає наступні дані: обсяг подачі рідини, напір у будь-якій точці мережі, потужність привідного електричного двигуна, показник енергоефективності гідравлічної мережі. Разом з тим електричне моделювання не дає відповіді щодо вимог до конструктивних особливостей насосного агрегату, які забезпечуватимуть досягнення максимальної енергоефективності в результаті модернізації останнього. Це завдання вирішується використанням досліджень з застосуванням даних електричного моделювання, що свідчить про узагальнюючий характер досліджень дисертаційної роботи, чи їх комплексність.

Яким чином узгоджуються і взаємно доповнюють результати електричного моделювання і теоретичні дослідження, покажемо на прикладі насосної станції ПАТ «Азот» м. Черкаси, яка укомплектована електронасосними агрегатами з насосами 24НДс.

Аналіз робочого процесу насосу 24НДс та електронасосного агрегату з зазначеним насосом у складі ЕМС зі швидкістю обертання ротора $n = 600$ об/хв без урахування діапазону режимів експлуатації привідного електричного двигуна проілюстровано побудованим за результатами досліджень полем енергетичних та Q - H характеристик (рис. 21).

Електричне моделювання існуючого режиму водопостачання здійснювалось за наступними показниками роботи насосного агрегату:

- подача води насосним агрегатом $5304 \text{ м}^3/\text{год}$;
- напір за насосним агрегатом перед засувкою 52 м ;
- напір на вході у споживача 29 м ;

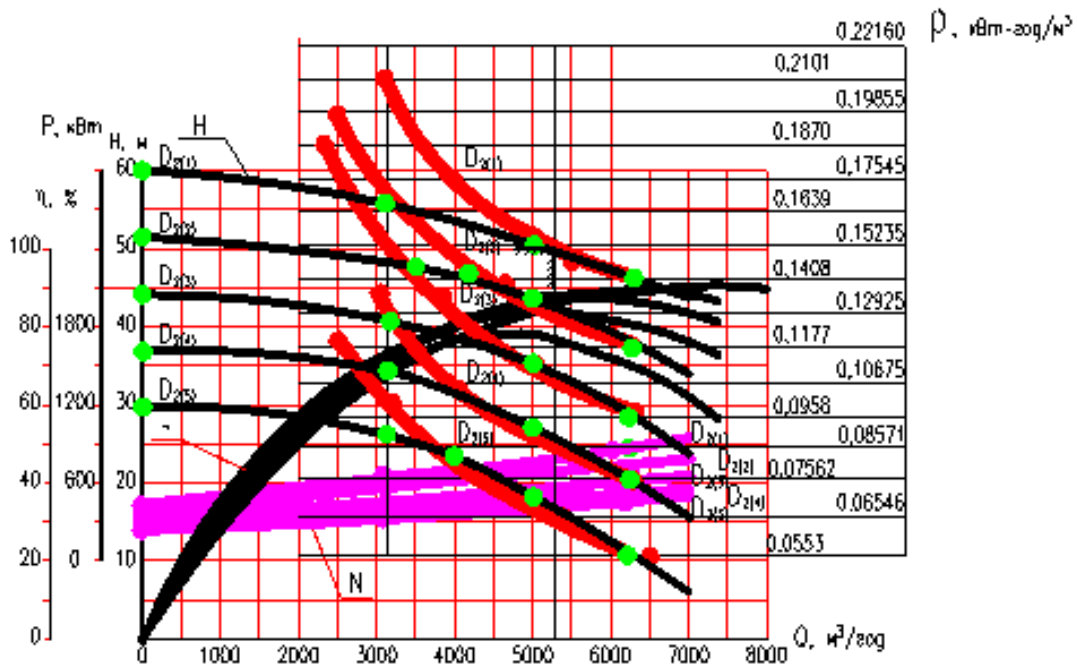


Рис. 21. Поле енергетичних та $Q-H$ характеристик насосу 24НДс

– питоме споживання електроенергії на перекачування 1 м^3 води $0,153280 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$.

Поле енергетичних та $Q-H$ характеристик (рис. 21) підтверджує наведені дані:

– подача води насосним агрегатом $5304 \text{ м}^3/\text{год}$;

– напір за насосним агрегатом перед засувкою 52 м ;

– питоме споживання електроенергії на перекачування 1 м^3 води $0,15235 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$,

і показує, що насос при цьому має стандартне робоче колесо діаметром $D_{2(1)}$, який дорівнює 990 мм .

На енергоефективність функціонування електронасосного агрегату впливає завантаженість привідного електричного двигуна. Враховуючи цю обставину, на рис. 22 зображене поле енергетичних та $Q-H$ характеристик електронасосного агрегату 24НДс за швидкості обертання ротора $n = 600 \text{ об/хв.}$, з урахуванням діапазону режимів експлуатації привідного електричного двигуна. Нижня частина поля $Q-H$ характеристик обмежується використанням привідного електричного двигуна з коефіцієнтом завантаження не менше $0,5$. Праворуч та ліворуч поле обмежується віброакустичними властивостями насоса, показниками його енергоефективності та граничними показниками завантаження електричного двигуна.

За даними поля енергетичних та $Q-H$ характеристик (рис. 22) основні показники роботи насосного агрегату:

– подача води насосним агрегатом $5304 \text{ м}^3/\text{год}$;

– напір за насосним агрегатом перед засувкою 51 м ;

– питомі витрати електроенергії на перекачування 1 м^3 води $0,16036 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$.

Збіг результатів електричного моделювання і даних полів енергетичних та $Q-H$ характеристик свідчить про достовірність характеристики роботи мережі водопостачання до модернізації, наданої замовником.

Дослідження режимів роботи модернізованих насосних агрегатів насосної станції у складі мережі водопостачання шляхом електричного моделювання, вказують на ефективність їх функціонування у режимі:

– подача води насосним агрегатом $5304 \text{ м}^3/\text{год}$;

– напір за насосним агрегатом перед засувкою 39 м ;

– напір на вході у споживача 29 м ;

При цьому споживач буде отримувати воду у повній відповідності до потреб його технологічного процесу.

Згідно з рис. 22, насосний агрегат отримує нову робочу точку, розташовану в межах визначеного поля $Q-H$ характеристик, тобто у прийнятній зоні. Цій точці при напорі на виході насоса перед засувкою 39 м відповідає розрахунковий зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 932 \text{ мм}$ та питоме споживання електричної енергії $0,12389 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^3$.

Привідний електричний двигун (виходячи з діапазону його завантаженості) заміни не потребує. Конструктивні показники насоса (за міцністю та вібростійкістю) також задовільні. Тож основним заходом щодо модернізації є зміна конструкції проточної частини у межах робочого колеса насоса. Тут можливі варіанти: проведення заміни робочого колеса на робоче колесо нового проектування (з проектуванням та виготовленням нового відливку), чи доопрацювання конструкції вихідної частини лопаті існуючого базового робочого колеса. З точки зору можливого досягнення показників енергоефективності функціонування та порівняння вартості життєвого циклу насосного агрегату за варіантами модернізації, більш прийнятним виявився варіант модернізації вихідної частини лопаті існуючого базового робочого колеса.

Проведені конструкторські роботи показали необхідність зміни кута нахилу зовнішньої поверхні лопаті у вихідній її частині та зміни її довжини за шириною каналу робочого колеса. Розрахункове зменшення довжини лопаті є еквівалентним зниженню зовнішнього діаметра робочого колеса у межах 6% . Це є прийнятним, виходячи з умов руху рідини у проточній частині насоса.

Розрахунок зовнішнього діаметру робочого колеса, що впливає з формули (13), дає також аналогічний результат.

Таким чином, розробленим у роботі підходом до аналізу існуючого робочого режиму мережі водопостачання та прогнозних показників робочого режиму мережі водопостачання після реалізації проекту з її модернізації, побудо-

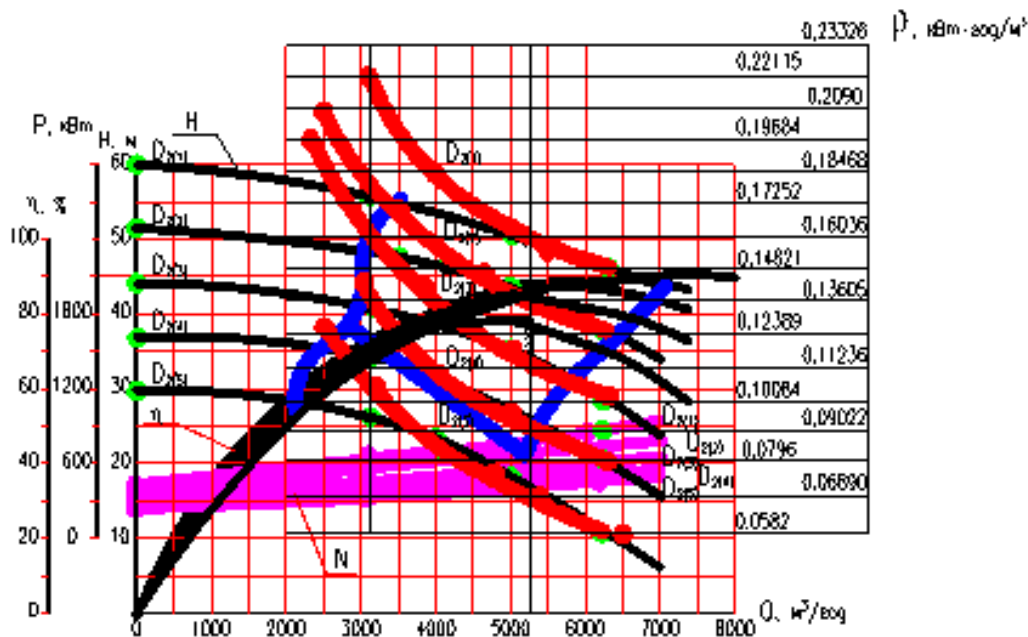


Рис. 22. Поле енергетичних та $Q-H$ характеристик електронасосного агрегату 24НДс

ваним на поєднанні електричного моделювання з науковими дослідженнями розділу, створено новий, простий у користуванні, точний і універсальний метод досягнення максимально можливих показників енергоефективності водопостачання у гідравлічних мережах. Цей висновок підтверджено результатами промислового впровадження групи насосних агрегатів насосної станції оборотного водопостачання ПАТ «Азот» м. Черкаси.

7. ВИСНОВКИ

1. Результати електричного моделювання роботи електромеханічної системи у складі електротехнічного комплексу використано при розробці методики оцінювання енергоефективності функціонування модернізованої мережі водопостачання.

2. Проведене зонування поля $Q-H$ характеристик електромеханічних систем дозволяє визначити межі їх енергоефективної експлуатації, з урахуванням об'ємів і способів можливої модернізації та впливу втрат у привідному електричному двигуні.

3. Розраховані та побудовані у межах полів $Q-H$ характеристик електромеханічних систем з насосними агрегатами типу АД поля зміни питомих витрат електроенергії застосовано для визначення розрахункових показників

енергоефективності роботи ЕМС за наперед заданими параметрами функціонування гідравлічної мережі.

4. Доведено, що найбільш прийнятним інтегральним критерієм енергоефективності функціонування гідравлічних мереж водопостачання є показник питомих витрат електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини. Одержання необхідних вихідних даних для його розрахунку не потребує додаткового інструментарію, окрім лічильників спожитої привідними електродвигунами електричної енергії, лічильників перекачуваної рідини та манометрів, якими, зазвичай, облаштовані мережі водопостачання. Використання зазначеного показника у розрахунках вартості життєвого циклу гідравлічних мереж водопостачання дозволяє проводити порівняння варіантів можливої модернізації обладнання та елементів мережі з метою підвищення їх енергоефективності.

5. Поєднанням результатів електричного моделювання з теоретичними розробками стосовно енергоефективності експлуатації електромеханічних систем створено якісно новий підхід до визначення вимог щодо модернізації останніх, який є більш простим для користувача, продуктивним і комплексним порівняно з існуючими та дозволяє визначити прогностичні показники функціонування мережі водопостачання з модернізованим обладнанням за технологічними і енергетичними характеристиками.

Energy efficiency operation of electromechanical systems as a part of water supply

M. I. Sotnyk¹⁾, V. S. Boiko²⁾, S. A. Khovansky³⁾

^{1), 3)} Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine

²⁾ National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», 37, Peremogy ave., Kyiv, Ukraine, 03056

The paper presents a method of evaluation of energy efficiency in the upgraded water supply on the basis of electrical modeling of electromechanical system as a part of electrical industry.

$Q-H$ characteristics of electromechanical systems were zoned to determine the boundaries of energy efficient operation, given the volumes and the possible ways of modernization and the impact of losses in electric drive motor. The authors calculated and built within the fields of electromechanical systems $Q-H$ characteristics of the pump unit type DR field changes, the unit cost of electricity was used to determine the estimates of the energy efficiency of EMC for predetermined parameters of the hydraulic network. It is

proved that the most appropriate integral criterion of energy efficiency of hydraulic water supply is a measure of unit cost of electricity for pumping unit volume of fluid. Obtaining the necessary input data for its calculation does not require additional tools other than driven electric meters consumed electric energy meters pumped liquid and pressure gauges, which are usually equipped with water supply. Using this indicator in the calculation of the value of the life cycle of the hydraulic water supply allows to compare possible options for upgrading equipment and network elements in order to improve their energy efficiency.

Key words: electromechanical system with a pump unit, hydraulic network, energy efficiency, integral criterion.

Енергоефективність функціонування електромеханичних систем в складі мереж водопостачання

Н. І. Сотник¹⁾, В. С. Бойко²⁾, С. А. Хованський³⁾

^{1), 3)} Сумський державний університет, ул. Римського-Корсакова, 2, Суми, Україна, 40007

²⁾ Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут», пр-т. Перемоги, 37, г. Київ, Україна, 03056

В роботі пропонується методика оцінки енергоефективності функціонування модернізованої мережі водопостачання на основі результатів електричного моделювання роботи електромеханічної системи в складі електротехнічного комплексу.

Проведене зонювання поля Q - H характеристик електромеханичних систем, що дозволило визначити межі їх енергоефективної експлуатації, з урахуванням об'ємів і способів можливої модернізації та впливу втрат в приводному електричному двигателі.

Розраховані та побудовані в межах полів Q - H характеристик електромеханичних систем з насосними агрегатами типу АД поля зміни удільних витрат електроенергії застосовано для визначення розрахункових показників енергоефективності роботи ЕМС заздалегідь заданими параметрами функціонування гідравлічної мережі. Доведено, що найбільш прийнятним інтегральним критерієм енергоефективності функціонування гідравлічних мереж водопостачання показуватимуть удільні витрати електроенергії на перекачування одиниці об'єму рідини. Отримання необхідних вихідних даних для його розрахунку не потребує додаткового інструментарію, крім лічильників спожитої електроенергії електродвигачами електричної енергії, лічильників перекачуваної рідини та манометрів, якими, як правило, обладнані мережі водопостачання. Використання вказаного показника в розрахунках вартості життєвого циклу гідравлічних мереж водопостачання дозволяє проводити порівняння варіантів можливої модернізації обладнання та елементів мережі з метою підвищення їх енергоефективності.

Ключові слова: електромеханічні системи з насосними агрегатами, гідравлічні мережі, енергоефективність, інтегральний критерій.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Стоимость жизненного цикла насоса (LCC): Руководство по анализу LCC насосных систем. – М.: Изд-во ООО «СофтКом», 2010. – 220 с.
2. Енергозбереження. Система електроприводу. Методи аналізу та вибору: ДСТУ 3886:1999. – [Чинний від 2000-07-01]. – К.: Держстандарт України, 2000. – 122 с. – (Національний стандарт України).
3. Сотник М. І. Визначення ефективності експлуатації електромеханічних агрегатів / М. І. Сотник, В. С. Бойко, М. М. Юрченко // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – 2013. – Вип. 2 (22). Частина 2. – С. 226–232.
4. AIChE Equipment Test Procedure Centrifugal Pumps (Newtonian Liquids). – New York: American Institute of Chemical Engineers, 1984.
5. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М.: «Машиностроение», 1977. – 288 с.
6. Сотник Н. І. Енергоефективність електродвигача як критерій вибору діапазона роботи електромеханичних агрегатів / Н. І. Сотник, В. С. Бойко // Науковий вісник НГУ. – 2013. – №6 – С. 78–85.
7. Бойко В. С. Підвищення енергетичної ефективності водопостачання локального об'єкту / В. С. Бойко, М. І. Сотник, С. О. Хованський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2008. – №1 (19). – С. 100–102.

REFERENCES

1. Stoykost zhyznennoho tsykla nasosa (LCC): Rukovodstvo po analizu LCC nasosnykh system. (2010). M.: Yzd-vo ООО «SoftKom». 220 p. [in Russian].
2. DSTU 3886:1999. Enerhozberzhennia. Systema elektropryvodu. Metody analizu ta vyboru. [in Ukraine].
3. Sotnyk M. I., Boiko V. S., Yurchenko M. M. (2013). Elektromekhanichni i enerhozberihaiuchi systemy. Vol. 2 (22). Chastyna 2. – P. 226–232. [in Ukraine].
4. AIChE Equipment Test Procedure Centrifugal Pumps (Newtonian Liquids). (1984). New York: American Institute of Chemical Engineers.
5. Mykhailov A. K., Maliushenko V. V. Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet y konstruyrovanye (1977). M. «Mashynostroyeniye». 288 p. [in Russian].
6. Sotnyk N. Y., Boiko V. S. (2013). Naukovyi visnyk NHU. Vol. 6 – P. 78–85. [in Russian].
7. Boiko V. S., Sotnyk M. I., Khovanskyi S. O. (2008). Promyslova hidravlika i pnevmatyka. Vol. 1 (19). – P. 100–102. [in Ukraine].