

## **ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ НАСОСНИМИ АГРЕГАТАМИ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ЧАСТОТНО-КЕРОВАНОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ**

© Крамаренко Ю.О., Дрозд В.А.

*Українська інженерно-педагогічна академія»*

### **Інформація про авторів:**

**Крамаренко Юрій Олександрович (Kramarenko Yurii):** ORCID: 0009-0005-1937-9756; e-mail: kramarenkoura@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

**Дрозд Володимир Анатолійович (Drozd Volodymyr):** ORCID: 0009-0001-4335-7558; e-mail: volodyadrozd2296@gmail.com, Українська інженерно-педагогічна академія, аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій, вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

У статті розглянуто напрямки вирішення актуальної науково-технічної задачі підвищення якості роботи насосних агрегатів електричних станцій та промислових підприємств при їх автоматизованому керуванні. Наведені аналітичні залежності та експериментальні енергетичні характеристики насосних агрегатів які встановлюють взаємозв'язки між основними параметрами – тиском та об'ємною подачею та параметрами керуючого впливу – частотою обертання насоса що є собою модель управління. Встановлено, що найбільш надійним і незалежним від властивостей конкретного об'єкта управління методом оптимізації є пошукові алгоритми, які при розрахунку використовують значення струмів і напруг, а найбільш прийнятним методом оптимізації енергоспоживання для перетворювачів зі скалярним керуванням є метод мінімізації споживаної потужності. Показані характеристики продуктивності відцентрового насоса при дросельному та частотному регулюванні. Наведено, що додаткового енергозбереження при частотному керуванні асинхронним двигуном можна отримати шляхом розробки такого алгоритму управління, який оптимізував би магнітний потік. Оптимізація магнітного потоку дозволяє дещо знизити споживану потужність шляхом зниження рівня напруги при роботі в сталому режимі. Показано, що максимальний енергозберігаючий режим може бути здійснений такими способами: підтримкою сталості  $\cos\phi$ ; підтримкою постійного ковзання; керуванням з використанням моделі двигуна; за допомогою пошукових алгоритмів. Наведені приклади механізмів і процесів, які підтверджують, що використання для них частотно-регульованих асинхронних електроприводів з системою технологічної автоматики дозволяє підвищити якість керованих процесів в перехідних і встановилися режимах і забезпечити суттєві ресурсо- та енергозбереження.

**Ключові слова:** якість систем керування, насосний агрегат, енергозбереження, частотне керування.

*Kramarenko Y., Drozd V. "Improving the quality of pump unit control systems through the use of frequency-controlled electric drive"*

The article discusses approaches to addressing the current scientific and technical challenge of improving the operation quality of pump units in electric stations and industrial enterprises through automated control. Analytical dependencies and experimental energy characteristics of pump units are provided, establishing relationships between key parameters such as pressure, volumetric flow rate, and control parameters such as pump rotation frequency, forming a control model. It is established that search algorithms are the most reliable and independent method of

optimization, regardless of specific control object properties, utilizing current and voltage values in calculations. For converters with scalar control, the most acceptable energy optimization method is power consumption minimization. Performance characteristics of centrifugal pumps under throttle and frequency regulation are demonstrated. Additional energy savings in frequency-controlled asynchronous motors can be achieved by developing algorithms optimizing magnetic flux. Magnetic flux optimization allows to reduce power consumption by lowering voltage levels during steady-state operation. It is presented that maximum energy-saving modes can be implemented through methods such as maintaining a constant power factor, ensuring consistent slip, motor model-based control, and utilizing search algorithms. Examples of mechanisms and processes confirm that the use of frequency-controlled asynchronous electric drives with technological automation systems enhances the quality of controlled processes in transient and steady states, ensuring significant resource and energy savings.

**Keywords:** quality of control systems, pump unit, energy saving, frequency control.

### **Постановка проблеми та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями**

Розвиток математичної теорії машин змінного струму, створення вдосконалених силових напівпровідникових приладів та перетворювачів на їх основі, використання сучасних засобів управління, включаючи мікропроцесорні, дозволили створити високоякісні та надійні системи регульованих асинхронних електроприводів, які стають основним видом електроприводу. Із загальної кількості регульованих приводів, що продаються, електроприводи змінного струму склали 68 %, електроприводи постійного струму – 15 %, механічні та гідравлічні приводи – 17 %. Тенденція зростання частки регульованих асинхронних електроприводів, що впроваджуються, об'єктивно збережеться і надалі, так як масовий регульований електропривод може бути реалізований тільки на базі асинхронних двигунів.

Широке використання регульованих електроприводів призвело до того, що сучасний електропривод є не тільки енергосиловою основою, що дозволяє забезпечити виробничі механізми необхідною механічною енергією, а й засобом управління технологічними процесами, оскільки завдання реалізації якості виробничих процесів в даний час в більшості випадків покладаються на системи управління, регульованими електроприводами у поєднанні із системами технологічної автоматики. У зв'язку зі зростанням цін на енергоносії, зокрема на електроенергію, та обмеженими можливостями збільшення потужності енергогенеруючих установок проблема енергозбереження, у тому числі зниження електроспоживання, набуває особливої актуальності.

### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Керування режимами роботи насосів та вентиляторів здійснюється системами автоматичного керування (САК), що входять до загальної автоматизованої системи керування (АСК) електричних станції та промислових підприємств. Для підвищення якості роботи насосів необхідне ефективне управління, яке засноване на методах системного аналізу, математичного моделювання тощо. Розвиток та удосконалення таких ефективних систем керування містить у собі значні резерви енерго- та ресурсозбереження, які можуть бути визначені та реалізовані як для окремих об'єктів керування, так і для до комплексних систем [1].

Основний принцип енергозбереження при автоматизованому керуванні довільними технологічними об'єктами докладно наведено у роботах [1, 2]. Останнім часом з метою підвищення якості роботи насосних агрегатів впроваджуються частотне керування, яке дозволяє заощадити чимало електроенергії [3]. Наряду з цим в літературі достатньо повно розглядається та вирішується питання оптимізації роботи насосних агрегатів [4–10]. При цьому досліджуються питання ефективності як окремих одиночних насосів [6], так і групи

двох насосів, які працюють паралельно або послідовно та удосконалюються методики вибору потужності насосів та їх характеристик при заданому технологічних параметрів [4, 5]. Однак питання визначення та підтримки оптимальних режимів роботи насосів при частотному керуванні та зміні навантаження у широкому діапазоні розкрито не повністю. Ефективність роботи насосних агрегатів у широкому діапазоні витрат рідини має не тільки наукове, але й практичне значення для електричних станцій та промислових підприємств як України, так і світу. Особливо це актуально для виробництв, які працюють на змінних навантаженнях [5]. Перспективним напрямом підвищення якості роботи насосних агрегатів є удосконалення їх конструкцій [7, 8], впровадження новітніх матеріалів [9] та підвищення ефективності систем керування [10]. В існуючій науково-технічній літературі бракує науково-обґрунтованої методики визначення оптимальних режимних параметрів насосних агрегатів промислових підприємств з точки зору мінімуму втрат енергії, що й визначає актуальність роботи.

### **Постановка мети та завдання дослідження**

Метою даної є підвищення якості роботи насосних агрегатів шляхом використання частотного керування та визначення ефективності такого способу.

### **Виклад основного матеріалу**

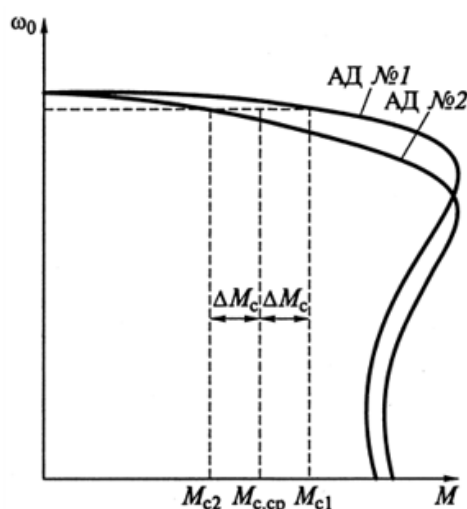
#### *Енергетична ефективність асинхронних електроприводів*

Постійні втрати асинхронного електроприводу не залежать від його навантаження і залишаються практично незмінними за постійної швидкості. Водночас змінні втрати, до яких віднесені втрати до міді статора та ротора, залежать від навантаження. Існує велика кількість механізмів, у яких навантаження електроприводу залежить від характеристик механізму, на які можна вплинути в процесі проектування, налагодження та навіть експлуатації.

Як приклад розглянемо багаторухові електроприводи таких механізмів як рольганги, механізми переміщення крана, повороту платформи екскаватора, різних транспортних машин і т.д. Досить часто електроприводи механізмів виконують двох або багаторуховими для зменшення їх моменту інерції, що дозволяє поліпшити динаміку процесів.

У всіх цих механізмах швидкість двигунів, як правило, однакова, а розподіл статичного навантаження, якщо не вжито спеціальних заходів, виявляється нерівномірним.

Причиною нерівномірного навантаження двигунів є незначна відмінність механічних статичних характеристик двигунів. На рис. 1 представлені механічні характеристики двох однакових асинхронних двигунів при живленні від мережі.



**Рис. 1** - Розподіл моменту навантаження між двома паралельно працюючими двигунами

При однаковій частоті обертання моменти двигунів відповідно для двигуна № 1 та двигуна № 2 визначаються виразами:

$$M_{c1}=M_{c.c.p}+\Delta M_c; M_{c2}=M_{c.c.p}-\Delta M_c,$$

де  $M_{c.c.p}$  – середнє значення статичного моменту,  $M_{c.c.p}=(M_{c1}+M_{c2})/2$ ;  $\Delta M_c$  – відхилення статичного моменту від середнього.

Очевидно, що аналогічна картина спостерігатиметься і в електроприводах, що регулюються. Причиною є як розкид параметрів окремих двигунів, і відмінність у налаштуваннях систем управління. Оцінимо вплив нерівномірності поділу навантажень на втрати енергії у двигуні.

Змінні втрати енергії у двигуні (втрати в міді статора та ротора) можна виразити через механічні змінні:

$$\Delta P_M = M\omega_0 s(1+a), \quad (1)$$

де  $a=R_1/R_2'$ .

Так як робота двигуна в руховому режимі відбувається на лінійній ділянці механічної характеристики, то ковзання двигуна можна досить точно виразити через його момент:

$$s = \frac{M}{\beta\omega_0}, \quad (2)$$

де  $\beta$  – жорсткість лінійної ділянки механічної характеристики,  $\beta=M_{ном}/\omega_0 s_{ном}$ .

Тоді:

$$\Delta P_M = \frac{1+\alpha}{\beta} M^2 \quad (3)$$

Втрати в міді в номінальному режимі роботи двигуна (при  $M=M_{ном}$ ) складуть:

$$\Delta P_{ном} = \frac{1+\alpha}{\beta} M_{ном}^2. \quad (4)$$

Тоді при роботі двигуна з моментом, відмінним від номінального, втрати в міді.

$$\Delta P_M = \Delta P_{M,ном} \left( M / M_{ном} \right)^2$$

Для наведеного вище прикладу втрати в міді першого двигуна становитимуть

$$\Delta P_{M(1)} = \Delta P_{M,ном} \left( \frac{M_{c.c.p} + \Delta M_c}{M_{ном}} \right)^2, \quad (5)$$

для другого –

$$\Delta P_{M(2)} = \Delta P_{M,ном} \left( \frac{M_{c.c.p} - \Delta M_c}{M_{ном}} \right)^2, \quad (6)$$

а сумарні втрати у двох двигунах

$$\Delta P_{M\Sigma} = 2\Delta P_{M,ном} \frac{M_{c.c.p}^2 + \Delta M_c^2}{M_{ном}^2}. \quad (7)$$

Очевидно, що якщо двигуни завантажені однаково, то сумарні втрати у двох двигунах

$$\Delta P_{\Sigma} = 2\Delta P_{\text{м.ном}} \frac{M_{\text{с.сп}}^2}{M_{\text{ном}}^2},$$

тобто менше на величину додаткових втрат

$$\Delta P_{\Sigma \text{ дод}} = 2\Delta P_{\text{м.ном}} \frac{M_{\text{с}}^2}{M_{\text{ном}}^2} \quad (8)$$

Як приклад виконаємо розрахунок втрат у міді у двох двигунах типу МТМ412-6, що працюють на загальне навантаження. Двигуни мають такі номінальні дані:  $P_{\text{ном}}=22$  кВт;  $\omega_{\text{ном}}=100,51$  с<sup>-1</sup>;  $s_{\text{ном}}=0,04$ ;  $R_1=0,218$  Ом;  $R_2'=0,1922$  Ом.

Втрати у міді у номінальному режимі роботи відповідно до формули (4) становитимуть  $\Delta P_{\text{ном}}=1,95$  кВт  $=0,09P_{\text{ном}}$ .

Якщо  $M_{\text{с.сп}}=0,5M_{\text{ном}}$ , то при  $\Delta M_{\text{с}}=0,2M_{\text{ном}}$  втрати у двигуні з більшим навантаженням відповідно до формули (5) складуть  $\Delta P_{\text{м(1)}}=0,72\Delta P_{\text{м.ном}}=0,49\Delta P_{\text{ном}}=0,956$  кВт, а в двигуні з меншим навантаженням відповідно до формули (6)  $\Delta P_{\text{м(2)}}=0,32\Delta P_{\text{м.ном}}=0,09\Delta P_{\text{ном}}=0,176$  кВт.

Сумарні втрати у двох двигунах  $\Delta P_{\Sigma}=0,58\Delta P_{\text{м.ном}}=1,131$  кВт.

При рівномірному розподілі навантаження  $P_{\Sigma}=0,5P_{\text{м.ном}}=0,975$  кВт.

Додаткові втрати у міді при нерівномірному розподілі навантаження  $\Delta P_{\Sigma \text{ дод}} = 0,08\Delta P_{\text{м.ном}}=0,156$  кВт.

Якщо  $\Delta M_{\text{с}}=0,5M_{\text{ном}}$ , то додаткові втрати у міді обох двигунів зростуть до величини  $\Delta P_{\Sigma \text{ дод}}=0,5\Delta P_{\text{м.ном}}=0,975$  кВт.

На перший погляд, економія енергії за рахунок вирівнювання навантажень цих двигунів незначна, але слід врахувати дві обставини. По-перше, витрати на вирівнювання навантажень двигунів, як правило, невеликі. Так, у разі використання двигунів з фазним ротором це може бути зроблено за рахунок невеликої зміни додаткових опорів ланцюга ротора. У системах ТПН–АД і ТПЧ–АД це вимагатиме більш ретельного налаштування регуляторів електроприводів та більш точного формування сигналів завдань на електроприводи. По-друге, при масовому використанні таких електроприводів сумарна економія енергії може бути відчутною.

Аналогічні рекомендації можуть бути дані і для головних електроприводів багатоклітьових прокатних станів, намоточно-розмотувальних пристроїв, в яких технологічний процес відбувається з певним натягом матеріалу, що обробляється. Очевидно, що робота таких електроприводів із мінімально необхідним натягом супроводжується зменшенням втрат у двигунах.

### *Режими енергозбереження в електроприводах із напівпровідниковими перетворювачами*

Деякі сучасні напівпровідникові перетворювачі у вигляді додаткової функції містять так званий режим енергозбереження. Розглянемо можливості цього режиму з прикладу перетворювача частоти зі скалярним управлінням.

Засобом додаткового енергозбереження при частотному керуванні асинхронним двигуном є розробка такого алгоритму управління, який оптимізував би магнітний потік. Оптимізація магнітного потоку дозволяє дещо знизити споживану потужність шляхом зниження рівня напруги при роботі в сталому режимі. У перехідних режимах слід використовувати регулювання з номінальним потоком, тому що робота з оптимальним за умовами енергозбереження магнітним потоком пов'язана з істотним зменшенням здатності перевантажувального двигуна, що не дозволяє досягти необхідного динамічного моменту.

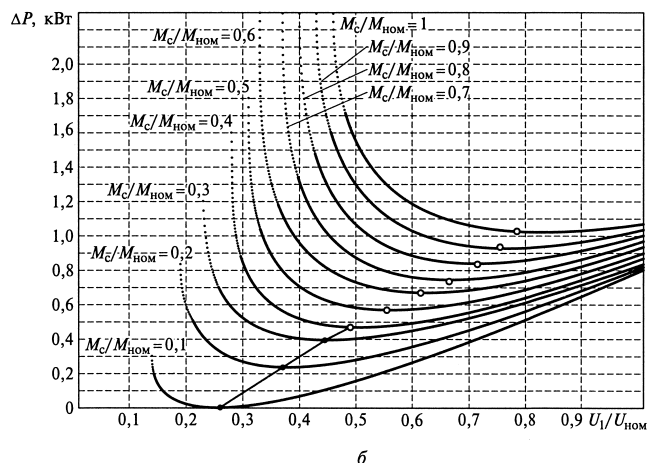
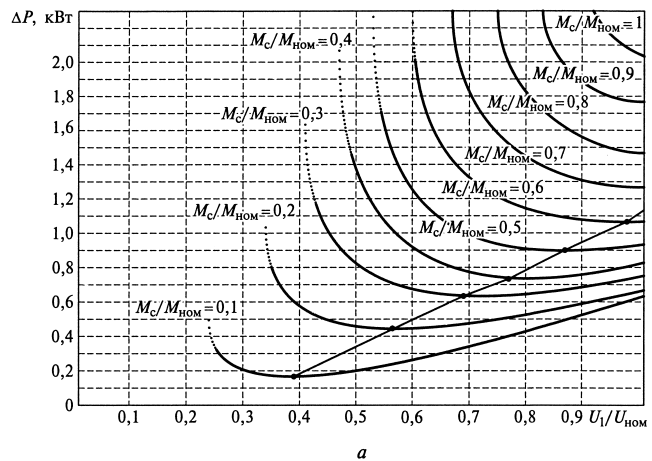
Для того щоб оцінити ефективність оптимізації магнітного потоку, можна скористатися Г-подібною схемою заміщення асинхронного двигуна в статичних режимах для аналізу режимів роботи АД, що встановилися. Завдання полягає в тому, щоб при заданому моменті навантаження та заданій швидкості ротора визначити такі значення частоти та амплітуди напруги, при яких забезпечується мінімум втрат у двигуні. Так як при фіксованих моменті та швидкості механічна потужність не змінюється, то мінімум втрат відповідає мінімуму споживаної потужності та максимуму коефіцієнта корисної дії (ККД) двигуна. Отримання аналітичного виразу для амплітуди та частоти напруги утруднено через складність системи рівнянь асинхронного електроприводу, яка включає векторні величини та комплексні опори, що залежать від ковзання та швидкості обертання магнітного поля. Натомість наведемо результати чисельного розв'язання цих рівнянь без урахування можливої зміни параметрів схеми заміщення. Алгоритм рішення виглядає так:

- задається момент навантаження  $M_c$  та кутова швидкість  $\omega$ ;
- задається чинне значення напруги  $U_1$ , прикладеного до двигуна;
- чисельно знаходиться така швидкість  $\omega_0$ , яка при розрахунку електромагнітного моменту  $M$  дає результат  $M=M_c$ ;
- розраховуються сумарні втрати енергії у двигуні;
- у процесі розрахунку визначається точка з мінімумом втрат енергії та всі параметри, що відповідають цій точці.

Проаналізуємо деякі результати моделювання за вказаним алгоритмом для двигуна типу 4A160S2, що має  $P_{ном}=15$  кВт. На рис. 2 показані залежності втрат від амплітуди напруги та моментів навантаження при  $\omega=\omega_{ном}$  (а) та  $\omega=0,5\omega_{ном}$  (б).

Як бачимо на рис. 2, а, можливість зниження втрат є лише за моментів опору  $M_c < 0,6M_{ном}$ . Вочевидь, що з зниженні швидкості діапазон моментів навантаження, у якому доцільно знижувати напруга, зменшується (див. рис. 2, б). У цьому випадку не розглядається можливість збільшення напруги, оскільки воно призведе до насичення магнітного кола.

Можливості економії споживаної потужності при різних швидкостях та моментах двигуна типу 4A160S2 показана у вигляді діаграми на рис. 3, що наочно ілюструє економію споживаної потужності в залежності від швидкості і моменту статичного навантаження двигуна типу 4A160S2. Очевидно, що можливості економії знижуються зі збільшенням моменту навантаження та зменшення швидкості. У точці  $M_c=0,05M_{ном}$ ,  $\omega=\omega_{ном}$  можна додатково зберегти 3,6% номінальної потужності. Якщо порівняти потужність, яка



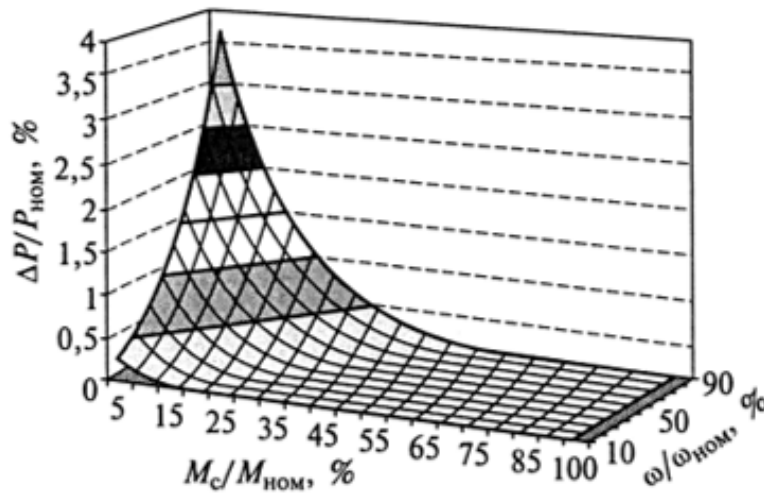
**Рис. 2** - Залежність втрат  $\Delta P$  в АД типу 4A160S2 від амплітуди напруги при постійній швидкості та різних моментах навантаження при  $\omega=\omega_{ном}$  (а) та  $\omega=0,5\omega_{ном}$  (б)

споживається в даному режимі до і після введення оптимізації, то отримана економія складе 40%. Однак вираз економії споживаної потужності у відсотках від номінальної потужності дає наочніше, не залежить від робочої точки, уявлення про можливий ефект.

Аналогічні розрахунки було проведено двигуна типу 4A80A4, має  $P_{\text{ном}}=1,1$  кВт. У точці  $M_c=0,05M_{\text{ном}}$ ,  $\omega=\omega_{\text{ном}}$  можна заощадити до 13% номінальної потужності. При розрахунку цієї ж точки для двигуна типу 4AH250M4 ( $P_{\text{ном}}=110$  кВт) одержано 2,4% економії. Це підтверджує відомий факт збільшення ефективності енергозберігаючого режиму із зменшенням потужності двигуна.

Енергозберігаючий режим може бути здійснений такими способами:

- 1) підтримкою сталості  $\cos\varphi$ ;
- 2) підтримкою постійного ковзання;
- 3) керуванням з використанням моделі двигуна;
- 4) за допомогою пошукових алгоритмів.



**Рис. 3** - Діаграма економії енергії, що споживається двигуном типу 4A160S2

Перелічені способи оптимізації, крім останнього, використовують інформацію про параметри двигуна, яка, як правило, невідома. Завантажувати систему скалярного управління завданнями ідентифікації не є доцільним. Тому найбільш надійним і незалежним від властивостей конкретного об'єкта управління методом оптимізації є пошукові алгоритми, які при розрахунку використовують значення струмів і напруг.

У цьому випадку оптимальний режим досягається шляхом мінімізації споживаної потужності, розрахованої за формулою

$$P_1 = 3U_1 I_1 \cos\varphi_1. \quad (9)$$

У процесі роботи система керування ітеративно (ступінчасто) змінює рівень напруги для відшукування точки мінімального енергоспоживання. Критерієм пошуку може також бути максимум  $\cos\varphi_1$  або мінімум споживаного струму. Знаходження максимуму  $\cos\varphi_1$  не дає переваг перед мінімізацією потужності з точки зору обчислювальної складності, оскільки  $\cos\varphi$  розраховується також через вектори струму та напруги. Перевага в даному випадку полягає в тому, що максимум  $\cos\varphi$  виражений більш явно, ніж мінімум потужності, і він легше локалізується. Недоліком є невідповідність максимального та оптимального  $\cos\varphi$ . Перевага мінімізації струму полягає у спрощенні реалізації алгоритму. Однак це спрощення несуттєво, тому що на практиці доводиться використовувати процедури обробки та фільтрації сигналів із

датчиків струму. Додаткове введення до розрахунку вектора напруги не призводить до помітного ускладнення, так як можна використовувати задане значення цього вектора при здійсненні ШІМ векторної. Розрахунок косінусоїдальної функції також проводиться порівняно просто навіть при використанні відносно нескладних мікроконтролерів. Крім того, регулювання мінімуму струму не відповідає регулювання мінімуму потужності.

При здійсненні енергозберігаючого алгоритму виникає проблема зниження здатності двигуна при зменшенні напруги живлення. Система управління має відновлювати магнітний потік при механічному збуренні, тобто. реагувати збільшення струму. Критичний момент у цьому випадку пропорційний квадрату напруги і може бути розрахований за формулою:

$$M_k = \frac{3U_1^2}{2\omega_0 \left( R_1 + \sqrt{R_1^2 + \omega_{0e}^2 (L_{1\sigma} + L_{2\sigma})^2} \right)}. \quad (10)$$

Таким чином, найбільш прийнятним методом оптимізації енергоспоживання для перетворювачів зі скалярним керуванням слід визнати метод мінімізації споживаної потужності.

Пошуковому алгоритму може знадобитися кілька десятків секунд виявлення оптимальної точки, що робить його непридатним до використання у механізмах циклічного дії з малими циклами. Це зумовлює доцільність застосування алгоритму пошуку мінімуму споживаної потужності в електроприводах, які тривалий час працюють з постійними навантаженнями, значно меншими від номінальних.

Характерним прикладом є станції гарячого та холодного водопостачання, системи опалення будівель, насоси електростанцій та інше. Механізми цих станцій, обрані з максимальної продуктивності, значну частину часу працюють із меншою продуктивністю, що визначається зміною потреби у різні періоди часу. За деякими даними, середньодобове завантаження насосів холодного водопостачання становить 50...55 % максимального. Існуючі системи водопостачання з нерегульованим електроприводом не забезпечують помітного зниження потреб потужності при зменшенні витрати води, а також обумовлюють при цьому істотне зростання тиску (напору) в системі, що призводить до витоків води і несприятливо позначається на роботі технологічного обладнання та мереж водопостачання.

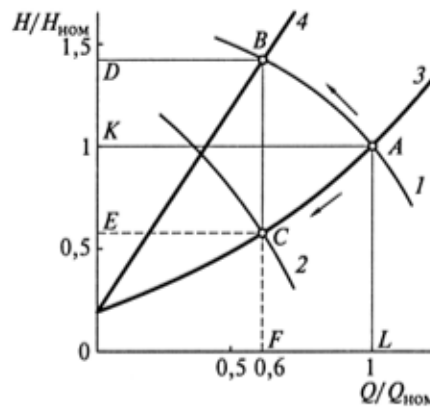
Проілюструємо добре відому енергетичну та технологічну неефективність дросельного регулювання подачі води насосом. Потужність, що споживається насосом, визначається за формулою:

$$P = \frac{QHg\rho}{\eta}, \quad (11)$$

де  $P$  – Потужність, кВт;  $Q$  – подача, м<sup>3</sup>/с;  $H$  – натиск, м;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $\rho$  – щільність рідкого середовища, кг/м<sup>3</sup>;  $\eta$  – ККД насоса.

На рис. 4 показані характеристики продуктивності відцентрового насоса при дросельному та частотному регулюванні. Крива 1 характеризує роботу нерегульованого електроприводу на номінальній частоті обертання, крива 3 характеризує роботу магістралі при відкритій повністю заслінці. Значення витрати та напору води наведено на рис. 4 у відносних одиницях при використанні як базові величини номінальної витрати  $Q_{ном}$  і номінального напору  $H_{ном}$ . При номінальній витраті та натиску насос працює у точці  $A$ , а потужність, споживана насосом, пропорційна площі прямокутника  $OKAL$ . Зі зменшенням витрати при нерегульованому електроприводі (на рис. 4 для прикладу показаний витрата води, що становить  $0,6H_{ном}$ ) за рахунок дросельного регулювання відбувається зміна опору магістралі (крива 4), насос працює в точці кривої 1.





**Рис. 4** - Характеристики продуктивності відцентрового насоса при дросельному та частотному регулюванні

На те, що при дросельному регулюванні витрати (подачі) води зростає натиск (тиск) в системі і практично не вдається знизити енергоспоживання, слід звернути особливу увагу. Враховуючи, що зростання вартості електроенергії має випереджальний характер порівняно з вартістю інших витрат, проблема енергозбереження при роботі насосів холодного та гарячого водопостачання набуває першорядного характеру. Додатковим аргументом на користь необхідності впровадження на насосних станціях енергозберігаючих технологій є суттєві втрати (відпливу) води в системі водопостачання, чому сприяє підвищення тиску (напору) у системі при дросельному регулюванні насосів.

Таким чином, наведені міркування об'єктивно підтверджують необхідність переходу від систем дросельного регулювання насосних агрегатів до систем автоматичного управління ними шляхом автоматичної підтримки необхідного технологічного параметра, зокрема, напору (тиску) при витраті води, що змінюється за рахунок застосування частотно-регульованих асинхронних електроприводів [5, 7 8, 9].

Можливості енергозберігаючого керування при регулюванні швидкості електроприводу в порівнянні з дросельним регулюванням проілюстровані на рис. 4. За рахунок зменшення швидкості насос працює при зниженні витрати в точці на кривій 2 при незмінній характеристиці магістралі (крива 3). Потужність, яка споживається електроприводом у цьому випадку, пропорційна площі прямокутника  $OECF$ , що наочно ілюструє можливість суттєвого зниження енергоспоживання при впровадженні регульованих електроприводів насосів. Поряд із цим зменшується при зниженні витрати води та натиск у системі, що призводить до зменшення втрат (витоків) води.

Наведемо методики для наближеної порівняльної оцінки енергоспоживання за зміни подачі відцентрових насосів з допомогою дросельного регулювання (ДР) і частотного регулювання (ЧР) швидкості АТ насоса [6].

Як вказувалося вище, режим роботи насосної установки, що встановився, при постійній швидкості приводного електродвигуна визначається точкою перетину характеристики насоса, що відповідає цій частоті, і характеристики магістралі, підключеної до насоса. Характеристикою насоса є залежність напору  $H$  від витрати  $Q$ , яку з достатньою мірою точності можна представити у вигляді:

$$H = H_{0H} (\omega / \omega_{ном})^2 - (CQ)^2, \quad (12)$$

де  $H_{0H}$  – напір насоса при  $Q=0$  і  $\omega=\omega_{ном}$ ;  $\omega_{ном}$  – номінальна швидкість електродвигуна;  $C$  – конструктивний коефіцієнт насоса,  $C=(H_{0H}-H_{ном})/Q_{ном2}$ ;  $Q_{ном}$  та  $H_{ном}$  – номінальні витрати та натиск.

Характеристика магістралі визначається наступним виразом:

$$H=H_c+(RQ)^2, \quad (13)$$

де  $H_c$  – статичний натиск (протидавлення), що відповідає  $Q=0$  (закритої засувки);  $R$  – коефіцієнт опору магістралі,  $R=(H_{ном}-H_c)/Q_{ном}^2$ .

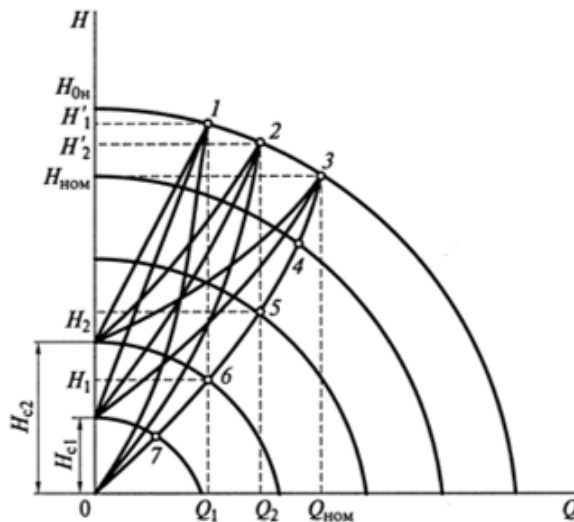
Характеристики способів регулювання відцентрового насоса та магістралі наведено на рис. 5.

Потужність, яку споживає насосна установка з мережі:

$$P_1=P_{мех}/\eta_1,$$

де  $P_{мех}$  – потужність валу двигуна насоса,  $P_{мех}=M_c\omega$ ;  $M_c$  – статичний момент навантаження на валу двигуна;  $\eta_1$  – ККД двигуна.

Регулювання подачі дросельною заслінкою ґрунтується на зміні опору магістралі. У цьому випадку при  $\omega=\omega_{ном}=\text{const}$  робоча точка механізму переміщається  $Q$ - $H$ -характеристикою, що відповідає номінальній швидкості двигуна, у бік зниження подачі до точки перетину з новою характеристикою магістралі (точки 1, 2, 3 на рис. 5).



**Рис. 5** - Характеристики способів регулювання відцентрового насоса:

1, 2, 3 – робочі точки при дросельному регулюванні подачі; 4, 5, 6, 7 – робочі точки при регулюванні подачі за рахунок зміни частоти обертання двигуна

При електричному способі регулювання подачі робоча точка переміщається за постійною характеристикою магістралі (точки 4, 5, 6, 7 на рис. 5). При цьому зі зменшенням подачі зменшується і необхідний напір, що призводить до зниження статичної потужності, необхідної для роботи насоса із заданою витратою води порівняно з дросельним регулюванням.

Розглянемо ККД двигуна при різних способах регулювання подачі без урахування втрат у сталі та втрат від струму холостого ходу.

При частотному управлінні, що здійснюється при сталості абсолютного ковзання,

$$\eta_1=1/(1+\omega_{ном}/\omega s_{ном}/(1-s_{ном})(1+a)),$$

де  $s_{ном}$  – номінальне ковзання двигуна;  $a$  – відношення активних опорів фази статора  $R_1$  та ротора  $R'_2$ ,  $a=R_1/R'_2$ .

При регулюванні дросельною заслінкою, коли  $\omega = \omega_{\text{ном}} = \text{const}$ , ККД двигуна постійний і обчислюється за формулою  $\eta_1 = (1 - s_{\text{ном}}) / (a s_{\text{ном}} + 1)$ .

Щоб отримати розрахункові вирази функції від витрати, ковзання двигуна можна виразити через витрату. Для цього у формулі (12) замінимо  $(\omega / \omega_{\text{ном}})^2$  на  $[(1 - s) / (1 - s_{\text{ном}})]^2$  і, вирішивши його спільно з виразом (13) щодо  $s$ , отримаємо:

$$s = 1 - (1 - s_{\text{ном}}) \sqrt{h_c + Q^2 (1 - h_c)} = 1 - (1 - s_{\text{ном}}) A, \quad (14)$$

$$h_c = H_c / H_{0\text{н}}; Q^* = Q_{\text{ном}}; A = \sqrt{h_c + Q^2 (1 - h_c)}.$$

Залежність вираженого у відносних одиницях моменту на валу турбомеханізму при роботі його на мережу з постійними параметрами має вигляд:

$$\mu = \mu_{0\text{с}} \left( \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \right)^2 + (1 - \mu_{0\text{с}}) \frac{\omega}{\omega_{\text{ном}}} \sqrt{\frac{(\omega / \omega_{\text{ном}})^2 - h_c}{1 - h_c}}, \quad (15)$$

де  $\mu$  – відносний момент на валу турбомеханізму,  $\mu = M / M_{\text{сmax}}$  ( $M_{\text{сmax}}$  – максимальний статичний момент на валу механізму, що має місце при  $\omega = \omega_{\text{ном}}$ );  $\mu_{0\text{с}}$  – статичний момент на валу ( $M_{0\text{с}}$ ) при  $Q^* = 0$  (закритій засувці), виражений у відносних одиницях,  $\mu_{0\text{с}} = M_{0\text{с}} / M_{\text{сmax}}$ .

Вирази (14) і (15) дозволяють виразити момент, ККД, швидкість і потужність, що споживається з мережі, функції від витрати води при заданому протитиску. Для універсального використання розрахункових формул доцільно визначити потужність  $P_1$  у відносних одиницях ( $P_1^* = P_1 / P_6$ ), прийнявши як базове значення потужності  $P_6$  максимальну статичну потужність на валу двигуна  $P_{\text{сmax}}$  при  $\omega = \omega_{\text{ном}}$ , тобто  $P_6 = P_{\text{сmax}} = M_{\text{сmax}} \omega_{\text{ном}}$ .

Якщо рахувати, що  $M_{\text{сmax}} = M_{\text{ном}}$  ( $M_{\text{ном}}$  – номінальний момент двигуна,  $M_{\text{ном}} = P_{\text{ном}} / \omega_{\text{ном}}$ ), то базова потужність  $P_6 = P_{\text{ном}}$ .

Вирази для розрахунку  $P_1$  при різних способах регулювання подачі насоса приймають наступний вигляд:

- при дросельному регулюванні:

$$P_1^* = \frac{[\mu_{0\text{с}} + (1 - \mu_{0\text{с}}) Q^*] (1 + \alpha s_{\text{ном}})}{1 - s_{\text{ном}}}, \quad (16)$$

- при частотному регулюванні:

$$P_1^* = \left[ \mu_{0\text{с}} A^3 + (1 - \mu_{0\text{с}}) A^2 Q^* \right] \left[ 1 + \frac{s_{\text{ном}} (1 + \alpha)}{(1 - s_{\text{ном}}) A} \right]. \quad (17)$$

Вирази (16) і (17) дозволяють розрахувати споживану насосом потужність при дросельному і частотному регулюванні залежно від витрати рідини  $Q^*$  і зробити порівняльну оцінку для способів регулювання, що розглядаються. Як випливає з (16) і (17), при дросельному регулюванні для заданого значення  $Q^*$  споживана потужність  $P_1$  залежить від  $\mu_{0\text{с}}$ ,  $a$ ,  $s_{\text{ном}}$ , а при частотному регулюванні – від  $h_c$ ,  $\mu_{0\text{с}}$ ,  $a$ ,  $s_{\text{ном}}$ . Задаючи ці параметри для конкретних умов роботи насосного агрегату та вибраного двигуна або відрізка серії двигунів можна розрахувати значення  $P_1^* = f(Q^*)$ . У табл. 3 наведено відносні значення споживаної потужності  $P_1^*$  у функції відносної витрати  $Q^*$  для дросельного та частотного регулювання при  $\mu_{0\text{с}} = 0,4$ ;  $a = 1$ ;  $s_{\text{ном}} = 0,04$ .

Використовуючи формули (16) та (17), можна отримати відомі залежності, що ілюструють виграш у споживанні активної енергії при частотному регулюванні порівняно з

дросельним регулюванням. На рис. 6 наведено залежності  $P_1^*=f(Q^*)$  при дросельному та частотному регулюванні, побудовані за даними для  $h_c=0$ . Задаючи витрату ( $Q_i^*$ ) можна розрахувати споживану потужність при дросельному ( $P_{1i}^*{}_1$ ) і частотному регулюванні ( $P_{1i}^*{}_2$ ) і визначити вигоду у споживаній потужності  $\Delta P_1^*{}_i = P_{1i}^*{}_1 - P_{1i}^*{}_2$ , що дозволяє розрахувати зниження річних витрат вартості електроенергії при частотному регулюванні асинхронних електроприводів насосних агрегатів порівняно з дросельним регулюванням.

Як впливає з результатів зі збільшенням статичного напору  $h_c$  знижується економія електроенергії при впровадженні частотно-регульованого асинхронного електроприводу, однак при будь-яких значеннях  $h_c$  система технологічної автоматизації забезпечує підтримку постійного тиску в системі незалежно від витрати, що дозволяє уникати непотрібних надлишків тиску, властивих дросельному регулюванню. Це дуже важливо, оскільки в комунальній сфері для існуючих систем, що не перебувають в аварійному стані, кожна зайва атмосфера, а це тиск 10 м водяного стовпа, викликає додатково 2...7 % втрат води за рахунок витоку [6].

Для оцінки впливу початкового статичного моменту ( $\mu_{0c}$ ) на споживану потужність, в табл. 1 наведено залежності  $P_1^*=f(Q^*)$  для дросельного та частотного регулювання при  $\mu_{0c}=0$  та  $h_c=0$ .

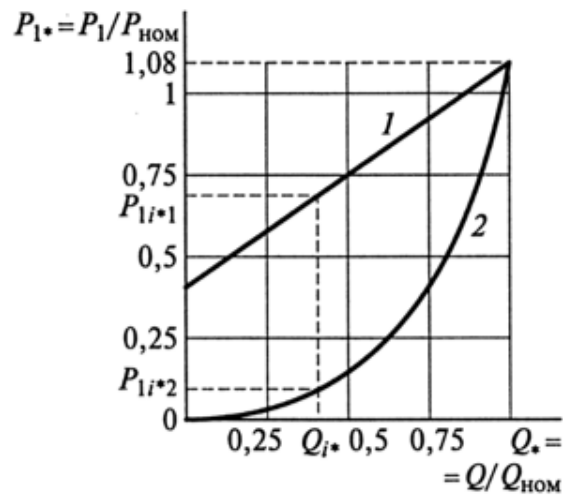


Рис. 6 - Залежність  $P_1^*=f(Q^*)$  при дросельному (крива 1) і частотному (крива 2) регулюванні

Порівнюючи дані бачимо, що при зниженні  $\mu_{0c}$  вигода споживаної потужності при використанні частотно-регульованих електроприводів зменшується.

Таблиця 1. Потужність, що споживається електроприводом відцентрового насоса, для різних способів регулювання при початковому статичному моменті  $\mu_{0c}=0$  і статичному натиску води  $h_c=0$ .

Спосіб регулювання	$Q^*$					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$P_1^*$ при дросельному регулюванні	0	0,22	0,44	0,66	0,88	1,08
$P_1^*$ при частотному регулюванні	0	0,01	0,08	0,24	0,56	1,08

### Висновки

Наведені приклади механізмів і процесів, а їх кількість можна збільшити, підтверджують, що використання для них частотно-регульованих асинхронних електроприводів з системою технологічної автоматики дозволяє підвищити якість керованих процесів в перехідних і встановилися режимах і забезпечити суттєві ресурсо- та енергозбереження.

**Список використаних джерел:**

1. Энергосберегающее управление и повышение технико-экономической эффективности насосных установок тепловых и атомных электростанций / Г. И. Канюк, А. Ю. Мезеря и др. // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2012. – № 3/8. – С. 58–62.
2. Мезеря А. Ю. Модель энергосберегающего управления нагнетательными установками тепловых электростанций / А. Ю. Мезеря, Г. И. Канюк, И. П. Лаптинов // *Вісник НТУ “ХПІ”: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. – 2014. – № 12. – С. 90–97.
3. Опыт использования частотного регулирования на энергоблоках 200 МВт / А. С. Мазуренко, В. А. Арсирый, А. Е. Денисова, Л.В. Иванова // *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : 15-я Междунар. науч.-техн. конф. (14-17 сент. 2015 г.)*. – Харьков ; Белое Озеро.
4. Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation / Francesco Pugliese, Francesco De Paola, Nicola Fontana, Maurizio Giugni, Gustavo Marini // *Renewable Energy*. – 2016. – Vol. 99. – Pp. 180–187.
5. Olszewski P. Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps / Pawel Olszewski // *Applied Energy*. – 2016. – Vol. 17. – P. 527–539.
6. A data-driven methodology to support pump performance analysis and energy efficiency optimization in Waste Water Treatment Plants / Dario Torregrossa, Joachim Hansen, France scHernández-Sancho, Alex Cornelissen, George sSchutz, Ulrich Leopold // *Applied Energy*. – 2017. – Vol. 208. – Pp. 1430–1440.
7. Анализ параметров работы тягодутьевых машин с различными углами установки лопаток рабочих колес / В. А. Арсирый, В. О. Макаров, Ю. Н. Сербова, О. В. Вишнева // *Холодильна техніка та технологія*. – 2014. – № 3. – С. 35–38.
8. Перекрест А. Л. Системы активного регулирования параметров насосных комплексов / А. Л. Перекрест, Т. В. Коренькова, Д. И. Родькин. – Кременчуг : ЧП Щербатых А.В., 2011. – 180 с.
9. Adnan A. A. Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow / Adnan Aslam Noon Man-Hoe Kim // *Wear*. – 2016. – Vol. 364–365. – Pp. 103–111.
10. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры : учебник для теплоэнергетических специальностей вузов. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с., ил.

**References:**

1. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU et al 2012, ‘Enerhosberehaiushchee upravlenye y povishenye tekhniko-ekonomycheskoj efektyvnosti nasosnikh ustanovok teplovikh i atomnikh elektrostantsyi’ [*Energy-saving control and enhancement of the technical and economic efficiency of pump units in Thermal and Nuclear Power Plants*], *Vostochno-Evropayskiy zhurnal peredovikh tekhnolohiy*, no 3/8, Pp. 58-62.
2. Kaniuk, HI, Mezeria, AYU & Laptynov, IP 2014, ‘Model enerhosberehaiushcheho upravleniya nahnetatelnyim ustanovkamy teplovikh elektrostantsyi’ [*Model of energy-saving control for supercharger systems in Thermal Power Plants*], *Visnyk NTU “KhPI”: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia*, no 12, Pp. 90-97.
3. Mazurenko, AS, Denysova, AE & Yvanova, LV 2015, ‘Opit ispolzovanyia chastotnoho rehulyrovanyia na enerhoblokakh 200 MVt’ [*Experience with frequency regulation on 200 MW power units*], *Sovershenstvovanyie turboustanovok metodamy matematycheskoho y fyzycheskoho modelyrovanyia*, Kharkov.
4. Pugliese, F, De Paola, F, Fontana, N, Giugni, M & Marini, G 2016, ‘Experimental characterization of two Pumps As Turbines for hydropower generation’ *Renewable Energy*, Vol. 99, P. 180–187.
5. Olszewski, P 2016, ‘Genetic optimization and experimental verification of complex parallel pumping station with centrifugal pumps’ *Applied Energy*, Vol. 17, P. 527–539.
6. Torregrossa, D, Hansen, J, scHernández Sancho, F, Cornelissen, A, sSchutz, G & Leopold, U 2017, ‘A data-driven methodology to support pump performance analysis and energy efficiency optimization in Waste Water Treatment Plants’, *Applied Energy*, Vol. 208, Pp. 1430–1440.
7. Arsyryi, VA, Makarov, VO, Serbova, YuN & Vyshnevskaya, OV 2014, ‘Analyz parametrov raboti tiahodutevikh mashyn s razlychnymy uhlamy ustanovky lopatok rabochykh koles’ [*Analysis of operating parameters of draft fans with various blade angles of impellers*], *Kholodylna tekhnika ta tekhnolohiia*, no 3, Pp. 35–38.
8. Perekrest, AL, Korenkova, TV & Rodkyn, DY 2011, *Systemi aktyvnoho rehulyrovanyia parametrov nasosnikh kompleksov* [*Active control systems for pump complex parameters*], ChP Shcherbatsykh A.V., Kremenchuh.
9. Adnan, AA 2016, ‘Erosion wear on centrifugal pump casing due to slurry flow’, *Wear*, Vol. 364–365, Pp. 103–111.
10. Cherkasskiy, VM 1984, *Nasosi, ventyliatori, kompressori* [*Pumps, Fans, Compressors*], Enerhoatomyzdat, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 25 травня 2024 року.