

УДК 621.65

**РЕЗУЛЬТАТИ АНАЛІЗУ ЗАСТОСУВАННЯ НАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ
В СИСТЕМАХ ВОДОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ**

В. С. Богданович

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна. E-mail: bohdanovych-viktoriya@yandex.ua

Запропоновано характеризувати крутизну напірної характеристики насоса значенням кута дотичної j до цієї ж характеристики. Пропонується використовувати кут j як критерій вибору насосів для сумісної роботи на спільну мережу. Такий критерій дозволяє виявити діапазон сумісної роботи насосних агрегатів, у якому використання їх не потребує або потребує часткового доопрацювання форми характеристики. Знайдені значення кута j для найбільш розповсюджених насосів на водонасосних станціях України, а також представлено їх групування за кутом j .

Ключові слова: водонасосні станції другого підйому, крутизна напірної характеристики насоса, паралельна робота насосів.

**РЕЗУЛЬТАТЫ АНАЛИЗА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ
В СИСТЕМАХ ВОДООБЕСПЕЧЕНИЯ**

В. С. Богданович

Сумский государственный университет

ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, 40007, Украина. E-mail: bohdanovych-viktoriya@yandex.ua

Предложено характеризовать крутизну напорной характеристики насоса значением угла касательной j к этой же характеристике. Предлагается использовать угол j как критерий подбора насосов для совместной работы на общую сеть. Такой критерий позволяет определить диапазон совместной работы насосных агрегатов, в котором их использование не нуждается в доработке формы характеристики или нуждается в частичной доработке. Найдены значения угла j для насосов, которые используются на водонасосных станциях Украины, а также представлено их группирование по углу j .

Ключевые слова: насосные станции второго подъема, крутизна напорной характеристики насоса, параллельная работа насосов.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Насосне обладнання, що застосовується на водонасосних станціях другого підйому населених пунктів України, відрізняється різноманітністю параметрів. Розглядаючи їх комплектацію насосними агрегатами, слід зазначити, що основними марками насосів є Д320–50, 1Д500–63, 1Д630–90, 1Д1250–125, АД2000–100–2, АД3200–75–2, АД4000–95–2, АД6300–80–2. Вони відрізняються своїми гідравлічними та енергетичними характеристиками. Зважаючи на змінний характер водоспоживання протягом доби, для забезпечення потреб мережі доводиться організовувати паралельну роботу декількох насосних агрегатів.

Для енергоефективної експлуатації такого обладнання необхідно визначити критерій їх взаємного застосування при одночасній роботі на мережу змінної витрати, а, отже, і опору.

Метою роботи є проведення аналізу можливості застосування насосних агрегатів, якими укомплектовані водонасосні станції другого підйому, при їх спільній роботі на мережу змінного у часі опору, при стабілізації тиску шляхом визначення кута нахилу дотичної до напірної характеристики та визначення зони їх енергоефективної роботи, урахуванням величини зазначеного кута.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. Основні технічні характеристики вищезазначеного обладнання приведені у табл. 1 [1].

Як видно з табл. 1, зазначене насосне обладнання відрізняється за значеннями подачі та напору в робочому діапазоні, за числом обертів ротора за певний проміжок часу, за коефіцієнтом швидкохідності. Проте, насосне обладнання різниться ще і формою їх напірних характеристик.

Таблиця 1 – Характеристика насосних агрегатів

Марка насоса	Подача в оптимальній точці Q_{opt} , м ³ /год	Напір в оптимальній точці H_{opt} , м	Число обертів, хв ⁻¹	Коефіцієнт швидкохідності n_s	ККД в оптимальній точці h , %
Д320–50	320	50	1450	84	80
1Д500–63	500	63	1450	88	76
1Д630–90	630	90	1450	76	77
1Д1250–125	1250	125	1450	83	86
АД2000–100–2	2000	100	980	84	82
АД3200–75–2	3200	75	980	132	88
АД4000–95–2	4000	95	980	124	89
АД6300–80–2	6300	80	730	132	89

У загальному випадку ця крива є параболою, максимум (вершина) якої може бути розташований або у першому, або у другому квадранті. Для насосів з вершиною у першому квадранті (вона знаходиться у діапазоні $Q_{max} > 0$) є спадаюча ділянка характеристики, що розташована в області $0,2Q_{opt} < Q < 0,3Q_{opt}$ (рис. 1). Даний тип характеристики властивий лопатевим насосам зі швидкохідністю $n_s < 120$.

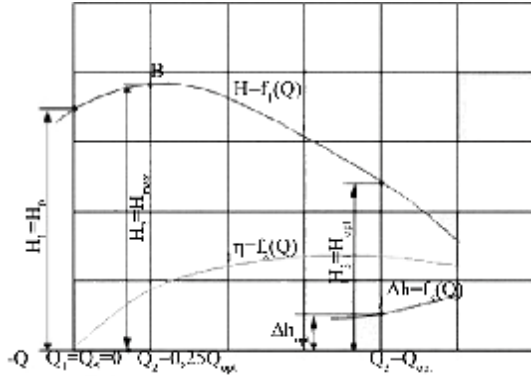


Рисунок 1 – Загальне зображення напірної характеристики насоса з вершиною у першому квадранті

Якщо насос має стійку падаючу характеристику, то її вершина знаходиться у другому квадранті і розташована в області $-(0,2Q_{opt}) < Q < -(0,3Q_{opt})$. Даний тип характеристики притаманний лопатевим насосам типу К, М, Д зі швидкохідністю $n_s > 120$ (рис. 2) [2].

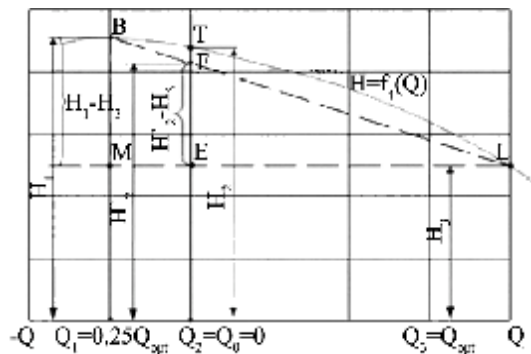


Рисунок 2 – Загальне зображення напірної характеристики насоса з вершиною у другому квадранті

Здебільшого, розрахувавши значення коефіцієнта швидкохідності n_s певного насоса, можна сказати, в якому квадранті знаходиться вершина його напірної характеристики. Значення коефіцієнта швидкохідності для вищеперелічених насосів приведені у табл. 1.

Ступінь зниження напору при зміні витрати характеризується крутизною напірної характеристики m , котра визначається наступним виразом [3]:

$$m = \frac{H_{max} - H_{opt}}{H_{opt}} \quad (1)$$

де H_{max} – значення напору насоса у вершині параболі, м; H_{opt} – значення напору в оптимальній точці для роботи насоса, м.

Іншим критерієм, який використовують для оцінки напірної характеристики, є коефіцієнт крутизни K_H :

$$K_H = \frac{H_{max}}{H_{opt}} \quad (2)$$

Залежність коефіцієнта K_H від швидкохідності приведена у табл. 2 [2].

Крутизну $Q-H$ характеристики визначають зазначеними коефіцієнтами, що характеризують її форму у діапазоні витрат, при яких напір змінюється у межах від H_{max} (або H_0) до H_{opt} . Зазвичай, насосний агрегат експлуатують у межах витрат від $0,6Q_{opt}$ до $1,2Q_{opt}$, тому зазначені коефіцієнти з достатньою точністю не можуть характеризувати зміну напору у зазначеному діапазоні. Тому, за допомогою коефіцієнтів m та K_H ми не завжди можемо оцінити на скільки два різних насоси можуть бути сумісними для спільної роботи на мережу.

Таблиця 2 – Залежність коефіцієнта K_H від швидкохідності n_s

Коефіцієнт швидкохідності n_s	Вид напірної характеристики	Значення коефіцієнту K_H
$40 < n_s < 80$	Полога	1,05...1,08
$80 < n_s < 150$	Середня	1,08...1,20
$150 < n_s < 250$	Крутопадаюча	1,20...1,30

Насосні станції другого підйому оснащуються кількома насосними агрегатами, увімкненими за паралельною схемою. Це може бути паралельна робота насосів з однаковими або різними характеристиками.

Насоси з різними характеристиками можуть паралельно працювати тільки при певних умовах, в залежності від співвідношення характеристик цих насосів. У цих випадках їх вводять у роботу таким чином, щоб менш потужний насос у момент досягнення величини напору, що знаходиться поза характеристикою насоса, відключався, або зменшують напірні характеристики більш потужного насоса шляхом регулювання, зрівнюючи їх з робочим діапазоном менш потужного насоса.

При підборі насосів для паралельної роботи слід враховувати безліч факторів, найголовнішим з яких є рівність напорів, тобто насоси, які включаються по паралельній схемі, в ідеалі повинні мати однакові напори і продуктивності, інакше один з агрегатів, що має менші характеристики за напором, буде змушений долати опір тиску напірного трубопроводу, внаслідок чого його ККД буде поступово знижуватися і в певний момент дорівнюватиме нулю, тобто він буде працювати «в холосту».

Максимальне число паралельно включених насосів обмежується доцільністю об'єму капітальних витрат, сумарна подача – допустимими гідравлічними втратами у зовнішній мережі.

Для того, щоб оцінити напірні характеристики вище зазначених насосів, а також розрахувати кут

дотичних ϕ до них, представимо залежність $h = f(Q)$ в аналітичній формі, що зведено у табл. 3, згідно [2]. На рис. 3 показані, побудовані аналітичним способом, напірні та ККД характеристики вищезазначених насосів.

Таблиця 3 – Аналітичні вирази залежності $h = f(Q)$ та $\eta = f(Q)$

Марка насоса	Рівняння напірної характеристики, $H = A \cdot Q^2 + B \cdot Q + C$	Рівняння ККД, $h = D \cdot Q^2 + E \cdot Q$
Д320-50	$H = -3105 \cdot Q^2 + 197,25 \cdot Q + 57$	$h = -10252 \cdot Q^2 + 18,23 \cdot Q$
1Д500-63	$H = -1866 \cdot Q^2 + 1728 \cdot Q + 75$	$h = -3992 \cdot Q^2 + 11,09 \cdot Q$
1Д630-90	$H = -1202 \cdot Q^2 + 164,62 \cdot Q + 98$	$h = -25,14 \cdot Q^2 + 8,8 \cdot Q$
1Д1250-125	$H = -488,8 \cdot Q^2 + 123,65 \cdot Q + 141$	$h = -7,13 \cdot Q^2 + 4,95 \cdot Q$
АД2000-100-2	$H = -138,24 \cdot Q^2 + 58,8 \cdot Q + 110$	$h = -2,66 \cdot Q^2 + 2,95 \cdot Q$
АД3200-75-2	$H = -5,32 \cdot Q^2 - 5,91 \cdot Q + 84,45$	$h = -1,13 \cdot Q^2 + 2 \cdot Q$
АД4000-95-2	$H = -37,37 \cdot Q^2 + 29,82 \cdot Q + 108$	$h = -0,72 \cdot Q^2 + 1,6 \cdot Q$
АД6300-80-2	$H = -1,46 \cdot Q^2 - 3,2 \cdot Q + 90,08$	$h = -0,29 \cdot Q^2 + 1,02 \cdot Q$

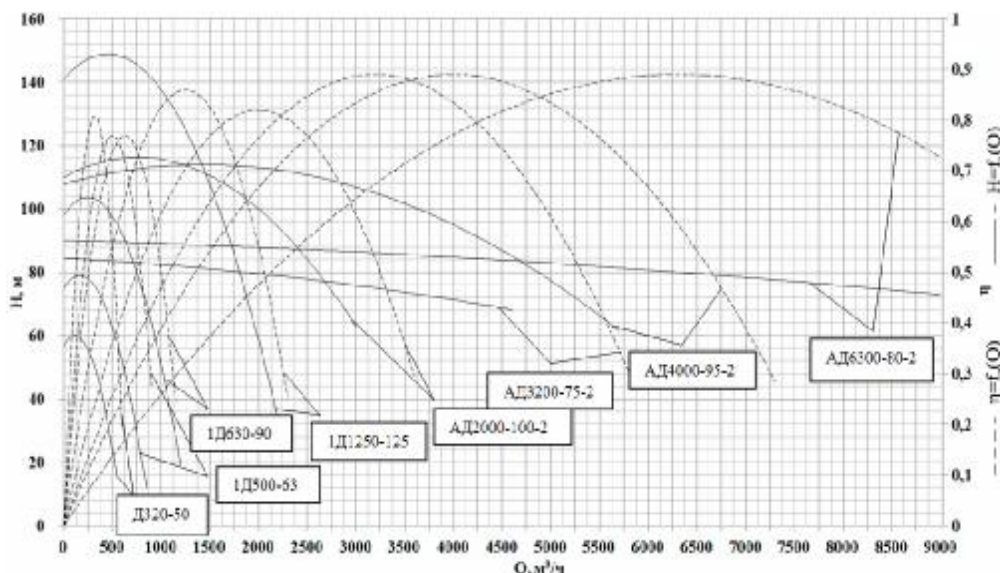


Рисунок 3 – $Q-H$ та h характеристики насосів

На рис. 4 показані напірні характеристики насосів у робочих діапазонах, значення подач при цьому приведено до відносного показника Δ :

$$\Delta = \frac{Q_i}{Q_{\max}}, \quad (3)$$

де Q_i – значення подачі у певній точці роботи насосу; Q_{\max} – максимальне значення подачі робочої зони насосу.

Аналітична форма напірних характеристик зазначених насосних агрегатів подана рівняннями другого порядку. Вид рівняння вказує на те, що графічно така характеристика є кривою змінної кривизни ($1/R$). Кожна точка характеристики списується певним (однозначно визначеним) значенням кривизни та радіусу.

Зазначені коефіцієнти m та K_H є показниками зміни кривизни характеристики у певному діапазоні

зміни витрат насоса. Літературні джерела [2, 3] наводять розрахунок у проміжку від H_0 до H_{opt} , що відповідає значенням Q_i від нуля до Q_{opt} .

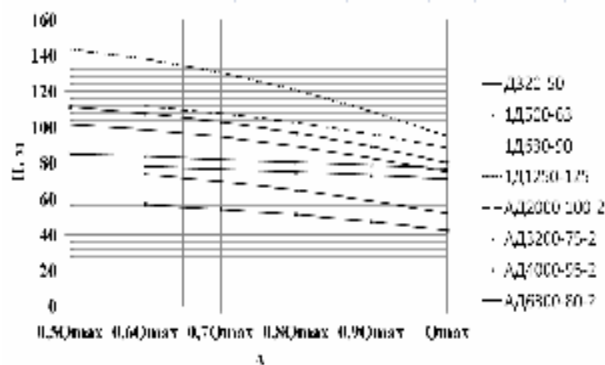


Рисунок 4 – Робочі діапазони насосів у відносних величинах

Для визначення можливості застосування та розрахунку більш точних показників роботи насосів при їх паралельній роботі цього недостатньо, бо практично за такої схеми насосне обладнання експлуатується у межах $0,6Q_{opt} < Q_i < 1,2Q_{opt}$.

При практичних розрахунках оперувати величиною кривизни не досить зручно.

Маючи аналітичний вираз напірної характеристики, розрахувавши значення радіуса кривизни R , завжди можна визначити рівняння дотичної лінії до такої кривої у наперед заданій точці. Крутизну характеристики при цьому пропонується визначати кутом нахилу дотичної до напірної характеристики насоса.

Отже, для оцінки крутизни напірних характеристик насосів, знайдемо рівняння дотичних у робочих діапазонах з деяким кроком згідно [5].

Знаючи рівняння дотичних та знайшовши точки перетину дотичних з координатними осями Q та H , а також використавши співвідношення кутів та сторін у прямокутному трикутнику (рис. 5), знайдемо значення кута j .

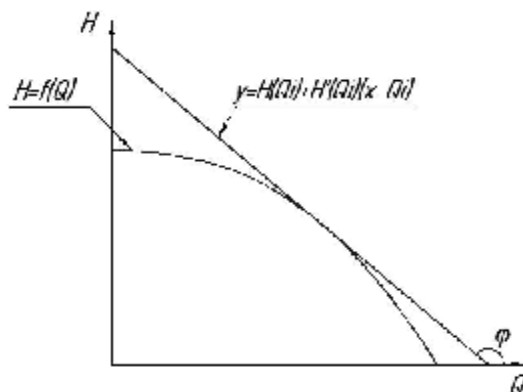


Рисунок 5 – До знаходження кута нахилу дотичної j до напірної характеристики насоса

У табл. 5 представлені розрахункові значення кута j для кожного насоса у робочому діапазоні їх $Q-H$ характеристики.

Таблиця 5 – Значення кута j у робочому діапазоні $Q-H$ характеристики насосів

Марка насоса	Значення напорів H у робочому діапазоні, м	Значення H у робочому діапазоні насоса, м ³ /год.	Значення кута j
ДЗ20-50	57-43	230-385	176°49'41"-172°36'39"
1Д500-63	71-52	400-550	176°9'23"-173°42'5"
1Д630-90	100-75	450-800	177°50'18"-174°8'17"
1Д1250-125	141-95	900-1650	178°4'43"-174°51'1"
АД2000-100-2	108-89	1625-2375	178°56'59"-178°2'1"
АД3200-75-2	78-71	2400-4000	179°47'36"-179°43'5"
АД4000-95-2	108-80	2850-4850	179°31'59"-178°52'20"
АД6300-80-2	84-77	4400-7600	179°53'32"-179°51'3"

Подальший аналіз напірних характеристик зазначених насосів за значенням кута дозволяє виявити діапазон сумісної роботи, в якому використання їх є найбільш ефективним та не потребує доопрацювання форми характеристики. Зазначений параметр дає можливість визначення груп насосного обладнання, які доцільно використовувати при паралельній роботі у межах робочої частини їх напірних характеристик. На рис. 6 представлено групування насосів за кутом j .



Рисунок 6 – Групування насосних агрегатів за значенням кута ϕ дотичної до напірної характеристики насосів у межах її робочої частини

Аналіз указує на недоцільність групування насосних агрегатів АД3200-75-2 та АД6300-80-2 між собою, а також з іншими агрегатами за значеннями кута.

ВИСНОВКИ. Традиційне визначення крутизни напірної характеристики розраховується у діапазоні витрат від 0 до Q_{opt} . Така методика розрахунку не враховує динаміку зміни параметрів характеристики при роботі насосних агрегатів у діапазоні $0,6Q_{opt} < Q_i < 1,2Q_{opt}$.

Запропоновано оцінювати крутизну напірної характеристики насоса через визначення кута нахилу j дотичної до кривої напірної характеристики. Такий критерій дозволяє виявити діапазон сумісної роботи насосних агрегатів, у якому використання їх не потребує або потребує часткового доопрацювання форми характеристики.

Зазначений критерій дає можливість проведення групування насосів для їх сумісної паралельної роботи

на водонасосних станціях, а також оцінки ефективності застосування регулювання витрати шляхом зміни швидкості обертання робочого колеса насоса.

ЛІТЕРАТУРА

1. Насосы двустороннего входа типа Д [Электронный ресурс] // ПРОМТЕХКОМПЛЕКТ: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.promtk.net/catalog/90/>. – Назва з екрана.

2. Николаев В.Г. Энергосберегающие способы выбора параметров и оптимизации управления группой лопастных нагнетателей в нестационарных технологических: автореф. дис. на соискание ученой степени док. техн. наук: спец. 03.00.23 «Биотехнология» / В.Г. Николаев. – Щелково, 2008. – 49 с.

3. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

4. Исследование работы параллельно и последовательно включенных центробежных насосов: метод. указания к выполнению лабораторных работ № 5, 6 / А.В. Позднякова, А.Ю. Верещагин. – Архангельск: Арханг. гос. техн. ун-т, 2010. – 20 с.

5. Романов П., Романова Т. Уравнение касательной к графику функции [Электронный ресурс] // МАТЕМАТИКА [сайт]. – Магнитогорск. Режим доступа: http://mat.1september.ru/2001/16/no16_01.htm – Назва з екрана.

THE RESULTS OF ANALYSIS OF WORK OF PUMPING EQUIPMENT IN THE WATER SUPPLY

V. Bohdanovych

Sumy State University

vul. Rymsky-Korsakov, 2, Sumy, 40007, Ukraine. E-mail: bohdanovych-viktoriya@yandex.ua.

It was proposed to characterize the slope of the curve of the pump by the angle φ of the tangent to the same curve in this paper. It was proposed to use the angle φ as a criterion for selection pumps for the parallel work at the common water supply network. This criterion allows to identify a range of collaboration pumping units, where the slope of the curve do not require modification or require a partial modification. It is represented the grouping of pumps by the angle φ , which are used at the water pumping stations of Ukraine. Also, this criterion allows the assessment of effectiveness of regulation water flow by changing the rotation speed of the impeller pump.

Key words: Pumping Station, the Slope of the Curve of the Pump, the Parallel Work of Pumps.

REFERENCES

1. *The Double Inlet Pump of type D [electronic resource]* // PROMTEHKOMPLEKT: [site]. – Mode of access: <http://www.promtk.net/catalog/90/>. – Title from the screen. [in Russian]

2. Nikolaev V.G. *The Energy-efficient Ways to Select Parameters and Optimize Control of Group of Rotary Compressors in Nonstationary Processes: summary of thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences: specialty 03.00.23 "Biotechnology"* / V. Nikolaev. – Shchelkovo, 2008. – 49 p. [in Russian]

3. *The Rotary Pumps. Theory, Calculation and Design* / A.K. Mikhailov, V.V. Malyushenko. – M.: Mashinostroenie, 1977. – 288 p. [in Russian]

4. Pozdnyakova A.V. *The Study of Parallel and Series-connected Centrifugal Pumps: The Instructions to Implement the Laboratory Works of number 5, 6* / A. Pozdnyakova, A. Vereshchagin. – Archangel: Archangel State Technical University, 2010. – 20 p. [in Russian]

5. Romanov P., Romanov T. *The Equation of the Tangent to Graph of Function [Electronic resource]* // MATHEMATICS [site]. – Magnitogorsk. Mode of access: http://mat.1september.ru/2001/16/no16_01.htm – Title from the screen. [in Russian]

Стаття надійшла 27.08.2012.

Рекомендовано до друку
д.т.н., проф. Чорним О.П.

