

АНАЛІЗ ЗАЛЕЖНОСТІ КРУТИЗНИ НАПІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА ВІД ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО КОЛЕСА

В. С. Богданович, аспірант;

М. І. Сотник, канд. техн. наук, доцент;

С. О. Лугова, канд. техн. наук, асистент,

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна;

E-mail: bohdanovych-viktoriya@yandex.ru

Одним із важливих факторів при виборі насоса та способів його регулювання для роботи у системі водопостачання ЖКГ є врахування крутизни напірної характеристики. У даній роботі досліджено вплив деяких геометричних розмірів на крутизну напірної характеристики відцентрового насоса середньої швидкохідності.

Ключові слова: насос типу Д, крутизна напірної характеристики, змінне робоче колесо, ширина робочого колеса на виході, кут лопаті на виході, залежність крутизни від геометричних розмірів робочого колеса.

ВСТУП

Насосні станції систем питного та технічного водопостачання, що експлуатуються на підприємствах промисловості та житлово-комунального господарства, здебільшого укомплектовані однотипним обладнанням як за конструкцією, так і за технічними параметрами.

Проектні показники роботи насосних станцій розроблялися з перспективою збільшення об'ємів водокористування споживачами мережі. Не завжди враховувалась можливість регулювання витрати насосної станції відповідно до миттєвих потреб споживачів.

Сьогодні нагальною потребою є підвищення енергоефективності роботи таких насосних станцій. Таку задачу можливо вирішити декількома способами: регулюванням раніше встановлених насосів або їх заміною на такі, що відповідають вимогам сьогодення. Повна заміна насосних агрегатів є капіталозатратним заходом. І може розглядатися до реалізації, якщо не можливо впровадити інший захід, який потребує менші інвестиції. Найчастіше використовують наступні види регулювання: дросельне (шляхом зміни площі перетину засувки за насосом); частотне (шляхом зміни частоти обертів ротора); ступеневе (шляхом включення/виключення насосних агрегатів). Перший спосіб вважається [1] малоефективним з точки зору використання енергії. Другий – не завжди можливий через великі капітальні витрати, необхідні для його впровадження. Ступеневе регулювання, з огляду на кількість встановленого насосного обладнання на насосних станціях, є більш доступним та доречним з економічної точки зору. Однак існують фактори, що перешкоджають використовувати цей захід ефективно.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Розрахунки та дослідження, проведені на базі насосних агрегатів АД 6300-80-2, демонструють можливість їх стабільної роботи у межах зміни витрати $0,5Q_{opt} < Q_i < 1,2Q_{opt}$ (рис. 1). Проте лише у невеликому проміжку зміни витрати насос буде працювати ефективно, а саме при $0,7Q_{opt} < Q_i < 1,2Q_{opt}$ з огляду на те, що ефективною роботою насоса можна вважати роботу у діапазоні зміни коефіцієнту корисної дії (ККД) ($\max - 5\%$). При ступеневому регулюванні (в залежності від встановленої кількості насосних агрегатів на насосній станції) один або більше насосів працюють у режимі, близькому до оптимального, а інший, як правило,

забезпечує потребу споживача, працюючи у режимах недовантаження, що спричинює неефективну роботу насосної станції у цілому.

Подібну проблему для магістральних нафтових насосів типу НМ було вирішено створенням спеціальних змінних робочих коліс на витрату $0,5Q_{opt}$ та $0,7Q_{opt}$, що забезпечило підвищене значення ККД насоса на режимах з пониженою витратою [2].

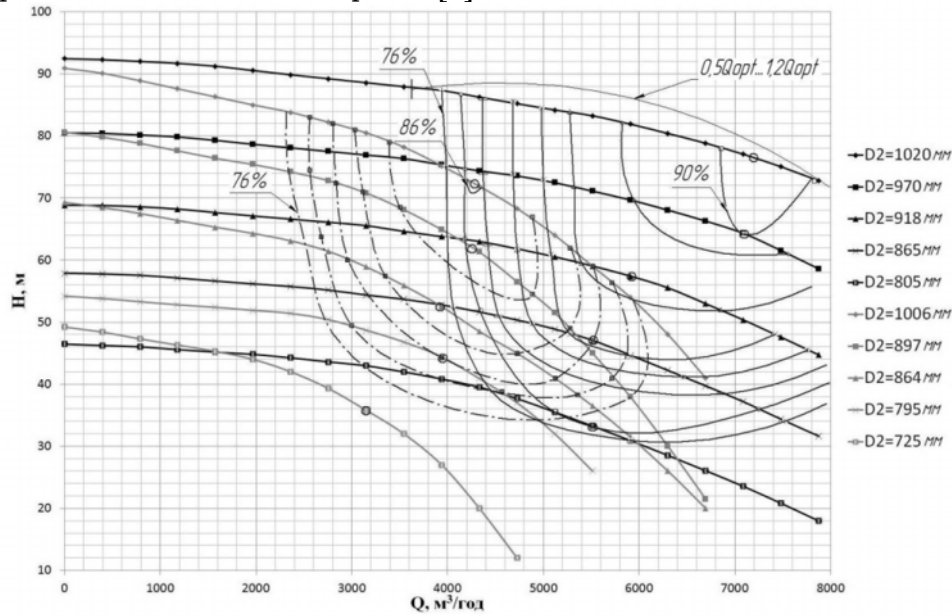


Рисунок 1 – Напірні характеристики насосу АД 6300-80-2 з підрізками та напірні характеристики змінних коліс з полями рівних ККД

З метою розширення діапазону енергоефективної роботи насосів типу Д була здійснена спроба вирішити дану проблему аналогічно, спроектувавши змінні робочі колеса на витрату $0,5Q_{opt}$. Як видно з рисунка 1, спроектовані змінні колеса для насоса Д6300-80-2 забезпечують підвищений ККД у порівнянні з ККД насоса, укомплектованого базовим робочим колесом, при його роботі на недовантаженому режимі.

У [3] сформульовано ряд вимог до насосного обладнання водонасосних станцій, серед яких:

- напірні характеристики ($H - Q$) насосів повинні дозволяти їх спільну роботу в максимально можливому діапазоні зміни витрат;
- при ступеневому регулюванні кількістю одночасно працюючих насосних агрегатів напірні характеристики ($H - Q$) одиничних насосів повинні бути пологими;
- діапазон роботи кожного насосного агрегату повинен бути в зоні максимального ККД та інше.

Критерієм, що визначає крутизну напірної характеристики насоса є K_H , що визначається наступним чином:

$$K_H = \frac{H_{max} - H_{opt}}{H_{opt}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де H_{max} - максимальне значення напору насоса на Q - H -характеристиці; H_{opt} - значення напору в точці оптимальної роботи насоса [4]. Пологою вважається характеристика (K_H 15...20%) [5]. У даній роботі був виконаний аналіз характеристик насосів типу Д виробництва АО "Сумский завод "Насосенергомаш", ОАО "Ливнынасос"

швидкохідністю $80 < n_s < 100$ який показав, що здебільшого крутизна даних насосів знаходиться у вищезазначеному діапазоні.

Як показують результати проведених досліджень, при проектуванні змінного робочого колеса для забезпечення діапазону роботи кожного насосного агрегату в зоні максимального ККД, крутизна напірної характеристики виходить за межі вищевказаного параметру K_H , є більшою. Різна крутизна напірних характеристик насосів не дозволяє експлуатувати їх ефективно при паралельній роботі.

Отже, при створенні змінного колеса насоса для ефективної його експлуатації на насосній станції потрібно орієнтуватися на необхідну крутизну його напірної характеристики, а не лише на параметри робочої точки (напір H та витрата Q).

При проектуванні насосного обладнання традиційно використовуються відомі залежності між основними конструктивними елементами насоса та його енергетичними характеристиками з метою досягнення максимально можливого ККД. Проте невідомі залежності між окремими геометричними розмірами робочого колеса та величиною крутизни його напірної характеристики, що ускладнює проектування насоса з певною наперед визначеною крутизною напірної характеристики.

Аналитичний вираз напірної характеристики насоса записується наступним чином:

$$H = A \cdot Q^2 + B \cdot Q + C, \quad (2)$$

де A, B, C – коефіцієнти, постійні для даного насоса.

Згідно [4] для зміни крутизни необхідно змінювати коефіцієнт A . Також у [4] надається аналітична залежність між коефіцієнтом A та деякими геометричними розмірами насоса:

$$A = \frac{1 - \eta_e}{g} \frac{(1 + p) \operatorname{ctg} \alpha_3 + \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi^2 D_2^2 b_2^2} \operatorname{ctg} \alpha_3 + \frac{\phi}{2g} \times \left[\frac{(1 + p) \operatorname{ctg} \alpha_3 + \operatorname{ctg} \beta_2}{(1 + p) \pi D_4 b_2} \right] + \frac{\phi}{2g} \left(\frac{\operatorname{ctg} \beta_1}{\pi D_1 b_1} \right)^2 \left(\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \right)^2, \quad (3)$$

де η_e - гідравлічний ККД; p - коефіцієнт реактивності; α_3 - кут встановлення лопаток на початковій ділянці направляючого апарату, β_2 - кут нахилу лопаті на виході, D_2 - діаметр робочого колеса на виході, b_2 - ширина робочого колеса на виході, ϕ - коефіцієнт удару, D_4 - початковий діаметр спіралі, β_1 - кут нахилу лопаті на вході, D_1 - діаметр робочого колеса на вході, b_1 - ширина робочого колеса на вході, t_1 - крок лопатей на вході у робоче колесо, σ_1 - товщина лопаті на вході.

З рівняння (3) випливає, що на крутизну впливають багато факторів. Аналітичне визначення впливу на неї окремого геометричного параметру робочого колеса є доволі складною задачею.

Аналіз попередніх досліджень [4, 6] показує, що найбільший вплив на крутизну напірної характеристики із вищеназваних параметрів мають β_2, b_2 . Тож був проведений аналіз характеристик насосів типу Д на предмет впливу величини ширини робочого колеса b_2 та кута β_2 на крутизну напірної характеристики насоса. Результати аналізу наведені на рисунку 2.

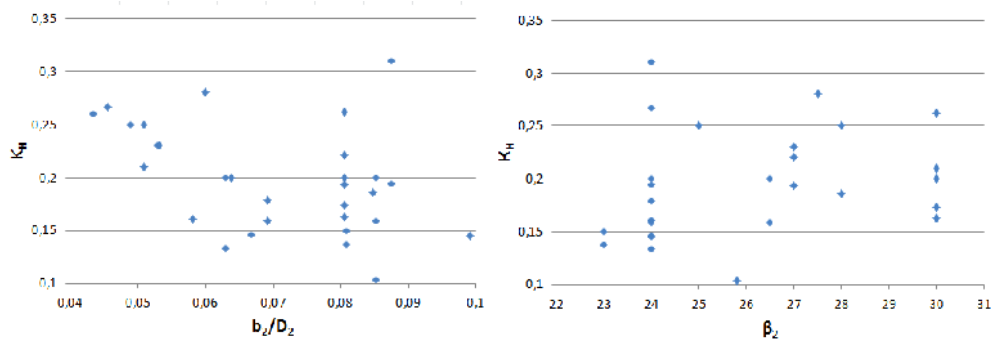


Рисунок 2 – Залежність крутизни K_H від β_2 та b_2

Як видно з рисунку 2, якісно простежується залежність цих величин, а саме: зі збільшенням β_2 , b_2 крутизна зменшується. Проте широкий діапазон значень на графіках не дозволяє прослідити їх кількісну залежність. Це пояснюється тим, що вплив на значення крутизни характеристики насоса багатофакторний і залежить від часу та методів проектування, виробника та інше. Щоб виявити кількісну залежність значення крутизни напірної характеристики насоса від β_2 , b_2 робочого колеса, необхідно провести однофакторний експеримент, змінюючи лише значення ширини робочого колеса b_2 або кута β_2 , не змінюючи інші геометричні параметри.

Огляд робіт вітчизняних та зарубіжних авторів [7, 8, 9] показав, що найбільш прийнятним методом проведення такого аналізу є виконання чисельного дослідження течії у проточній частині робочого колеса з отриманням його інтегральних характеристик при зміні параметрів β_2 , b_2 .

ВИСНОВКИ

У процесі вибору або проектування насоса для його роботи при певних режимах необхідно орієнтуватися не лише на робочі параметри (Q_{opt} , H_{opt}), а й на необхідну крутизну напірної характеристики. Крутизна напірної характеристики залежить від багатьох факторів. За результатами проведеного традиційними способами аналізу робочого процесу насосних агрегатів типу Д, не виявлено кількісну залежність крутизни від геометричних параметрів робочого колеса. Для цього запропоновано проведення чисельного експерименту з отриманням інтегральних характеристик робочого колеса при зміні параметрів β_2 , b_2 .

THE ANALYSIS OF DEPENDENCE OF SLOPE Q-H CURVE FROM THE GEOMETRIC DIMENSIONS OF THE PUMP IMPELLER

V. S. Bohdanovych, M. I. Sotnyk, S. O. Luhova,
Sumy State University,
2, Rimsky-Korsakov Str., Sumy, 40007, Ukraine
E-mail: bohdanovych-viktoriya@yandex.ru

The article talks about the importance of orientating on the slope of pump curve when selecting or designing a pump to work on certain operating mode. It is given dependence of the slope Q-H curve from geometric dimensions of the pump impeller.

Keywords: double entry pump, pump curve, removable impeller, outlet section of impeller, outlet blade angle, dependence, impeller size.

АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТИ КРУТИЗНЫ НАПОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА ОТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

В. С. Богданович, Н. И. Сотник, С. О. Луговая,
Сумский государственный университет,
ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, 40007, Украина
E-mail: bohdanovych-viktoriya@yandex.ru

Одним из важных факторов при выборе насоса и способов его регулирования для работы в системе водоснабжения ЖКХ является учет крутизны напорной характеристики. В данной работе исследовано влияние некоторых геометрических размеров на крутизну напорной характеристики центробежного насоса средней быстроходности.

Ключевые слова: насос типа Д, крутизна напорной характеристики, сменное рабочее колесо, ширина рабочего колеса на выходе, угол лопасти на выходе, зависимость крутизны от геометрических размеров рабочего колеса.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Карелин В. Я. Насосы и насосные станции : учебн. для ВУЗов / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – М. : Стройиздат, 1986. – 320 с.
2. Стеценко Э. Г. Магистральные насосы для трубопроводного транспорта нефти / Э. Г. Стеценко, Л. Л. Грянюк, А. Н. Папира // Лопастные насосы. – Л. : Машиностроение, 1975. – С. 299–305.
3. Техніко-економічні вимоги до насосних станцій водопровідних мереж житлово-комунального господарства / О. Г. Гусак, М. І Сотник [та ін.] // Вестник Национального технического университета Украины «КПИ». – 2008. - № 54. – С. 247-251.
4. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение. – 1977. – 288 с.
5. Хованський С. О. Підвищення ефективності експлуатації відцентрових насосів у системі водопостачання житлово-комунального господарства : автореферат. дис.... канд. техн. наук, спец.: 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати / С. О. Хованський. - Суми : СумДУ, 2010. - 20 с.
6. Михайлов А. К. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1971. – 302 с.
7. Луговая С. О. Прогнозирование характеристики ступеней со сменной проточной частью / С. О. Луговая // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. - 2009. – № 1. – С. 49-60.
8. Чисельне моделювання течії в малогабаритній відкритій відцентровій ступені свердловинного насоса / О. В. Єлін, І. П. Каплун, О. М. Кочевський, В. М. Коньшин // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2007. – № 4. – С. 12-18.
9. Rajendran S. Analysis of a centrifugal pump impeller using ANSYS-CFX / S. Rajendran, K. Purushothaman // International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). – 2012. – № 3.

Надійшла до редакції 24 вересня 2013 р.