

традиційної схеми  $\alpha = 0,3$ ) в діапазоні абсолютних тисків в воздухоотделителі  $p_{a\text{вз}} = (1,013 \div 1,125) \cdot 10^5$  Па показали, що висота підйому  $H_n$  може бути збільшена на 24,3%, КПД ерлифта  $\eta_{\text{э}}$  – на 12,0%, КПД ерлифтною установки  $\eta_{\text{эу}}$  – на 37,1%.

Сравнение рабочих параметров эрлифтной установкой традиционной технологической схемы и эрлифтной установки, работающей в нагнетательном режиме показало, что в нагнетательном режиме обеспечивается увеличение высоты подъема жидкости на  $22,9 \div 27,4\%$  при увеличении КПД эрлифта на  $10,6 \div 15,1\%$ , а КПД эрлифтной установки – на  $35,8 \div 40,8\%$  в диапазоне относительных погружений  $\alpha = 0,15 \div 0,5$ .

#### Список литературы

1. Эрлифтные установки: Учебное пособие / В.Г. Гейер, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, Я.К. Антонов – Донецк: ДПИ, 1982. – 64 с.
2. Энциклопедия эрлифтов / Ф.А. Папаяни, Л.Н. Козыряцкий, В.С. Пашенко, А.П. Кононенко - М.: Информсвязьиздат, 1995. – 592 с.
3. Кононенко А.П. Мизерный В.И., Глухман Л.Л. Опыт применения эрлифтных установок в технологических системах ТЭС // Энергетика та електрифікація. – 2006. - №11. - С. 8-12.
4. Малеев В.Б., Малашкина В.А. Водоотлив и дегазация угольных шахт. - М.: Недра, 1995. - 208 с.
5. Малеев В.Б. Исследование и разработка сифонно-вакуумного эрлифта для очистки шахтных водоотливных емкостей: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. - Донецк: ДПИ, 1980. – 289 с.
6. Кононенко А.П., Устименко Т.А. Оптимизация параметров газожидкостных подъемников. Промислова гідроліка і пневматика. – 2010. - № 3 (29) - С. 51-53.
7. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. М.-Л., Изд. Машиностроение, 1964. - 336 с.

#### УДК 621.65

**Кондусь В.Ю.** аспірант, **Котенко О.І.** к.т.н., доц., **Гусак О.Г.** к.т.н., доц.

Сумський державний університет, м. Суми, Україна

### УДОСКОНАЛЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОГО РЯДУ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ

Вільновихрові насоси (СВН) ефективно використовуються для перекачування рідин, що містять тверді, волокнисті, абразивні або легкоушкоджувальні включення, рідин з високою в'язкістю (більше 50 сПз), з високою вмістом повітря або газу.

Підвищення вартості енергоресурсів останнім часом вимагає особливої уваги до задачі підвищення енергоефективності насосного обладнання. Сучасні методи чисельного дослідження дозволяють проводити конструювання проточної частини в максимально стислі проміжки часу з мінімальними витратами коштів.

В діючому робочому колесі вільновихрового насоса використовуються прямі лопаті, що характеризуються кутом установки в плані  $\beta_2 = 80^\circ$ . З метою підвищення енергоефективності вільновихрових насосів було спроектовано нове робоче колесо. В запропоноване робочому колесі вільновихрового насоса використовуються профільовані лопаті.

Для визначення основних геометричних розмірів запропонованого робочого колеса вільновихрового насоса було проведено факторний експеримент з планом першого порядку  $2^3$ . Для проведення дослідів застосований метод чисельного дослідження з використанням програмного забезпечення Ansys CFX.

Модель робочого колеса з найвищими показниками енергоефективності випробувана із застосуванням фізичного експерименту. Для проведення фізичного експерименту використовувався випробувальний стенд кафедри Прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету.

В результаті проведеного дослідження досягнуто підвищення к.к.д. вільновихрового насоса до 4 – 5%. При цьому вдосконалення вільновихрового насоса відбувається з досягненням мінімальної вартості життєвого циклу (LCC) насоса.

В міжнародній практиці вважається доцільним конструювати широкий параметричний ряд виробів. Існуючий параметричний ряд вільновихрових насосів (СВН) було вдосконалено з огляду на використання робочих коліс запропонованої конструкції. При цьому забезпечено виконання задачі уніфікації: необхідне збільшення різноманітності класів насосів при забезпеченні мінімального збільшення складових елементів в умовах обмежених ресурсів.

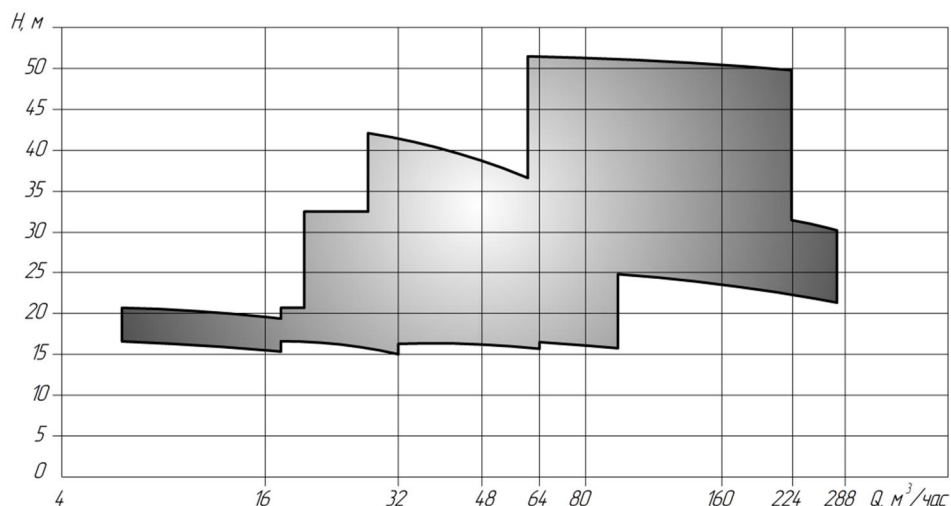


Рис. 1 – Поле характеристик вільновихрових насосів

УДК 621.224

Дранковський В.Е., к.т.н., доц., Резва К.С., аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна

### ПІДХОДИ ДО ЧИСЕЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБОРОТНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

В даний час актуальним є питання прогнозування гідродинамічних параметрів оборотних гідравлічних машин на базі різних моделей розрахунку течії рідини в елементах проточної частини (ПЧ). Модель осереднених параметрів ПЧ базується на визначенні осереднених параметрів потоку в характерних перетинах ПЧ гідравлічної машини. Дана модель описується в багатьох роботах [1,2]. У сучасному дослідженні гідравлічних машин широко застосовуються пакети програм (ANSYS CFX, FlowVision, FlowER-U, OpenFOAM, інші), які дозволяють проводити чисельне дослідження потоку та отримати гідродинамічні параметри ПЧ. При цьому однією із умови проведення цих розрахунків і прогнозування параметрів гідравлічних машин на початкових етапах є створення твердотільної моделі просторової геометрії всієї проточної частини.

Як відомо, гідродинамічні параметри залежать від геометричних і режимних параметрів оборотної гідравлічної машини ( $ctg\alpha_2 = f(a_0, k_Q)$ ,  $k_h = f(a_0, k_Q, ctg\alpha_2, ctg\beta_1, L)$ ), коефіцієнт опору підводу ПЧ ( $k_{hиде}$ ) виражається функцією, яка залежить від відкриття лопаток напрямного апарату. Аналіз умов робочого процесу, який відбувається при проектуванні ПЧ, зводиться до визначення коефіцієнту опору та втрат енергії, що дозволяє здійснити вибір варіанту проточної частини шляхом проведення чисельних розрахунків.

При складанні математичної моделі опорів підвідної частини враховуються втрати за фізичною природою, такі як тертя, кромкові, відривні, ударні, вторинні. Математична модель (ММ) опорів підвідної частини оборотної гідравлічної машини описує залежність коефіцієнта опору елементів підвідної частини за місцем їх виникнення (спіральної камери з колонами статора, направляючого апарату) від геометричних параметрів та осереднених