

УДК 621.65

**О.Г. Гусак**, канд. техн. наук, доц.**О.А. Демченко**, аспірант**І.П. Каплун**, канд. техн. наук, доц.

Сумський державний університет

## **ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ МЕТОДИК ПРОЕКТУВАННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ОСЬОВИХ НАСОСІВ**

*В статті аналізується можливість використання існуючих методик розрахунку для проектування осьових протічних частин низької швидкохідності. Дослідження проводилися за допомогою чисельного моделювання потоку в каналах робочих коліс, розрахованих різними методиками. Отримано напірні та енергетичні характеристики, розподіли швидкостей та тисків в робочих колесах*

**осьові насоси, артезіанське водопостачання, заглибні свердловинні насоси, чисельне моделювання, напірні характеристики, енергетичні характеристики**

### ***Проблема і її зв'язок з науковими і технічними задачами.***

В останні роки в Україні різко загострилася проблема постачання населення якісною питною водою [1]. Однією з причин незадовільної якості питної води є значне забруднення поверхневих водойм – основних джерел питного водопостачання. В таких умовах все більш перспективним стає використання підземних вод з артезіанських свердловин завдяки їх максимальній наближеності до споживача, чистоті видобутої води, зручності облаштування та економічності експлуатації водозаборів на їх основі. За деякими оцінками [2] в загальному об'ємі водопостачання в Україні вода із свердловин зараз займає близько 32%, і в майбутньому, ця частка, очевидно, буде тільки збільшуватися.

Для видобутку артезіанської води в Україні широко використовуються заглибні свердловинні насосні агрегати типу ЕЦВ (Е – електропривідні, Ц – відцентрові (російською центробежные), В – для води). Експлуатація даних насосів супроводжується низкою проблем (низький ресурс, низьке значення середнього експлуатаційного ККД та ін.), пов'язаних передусім з тим, що переважна більшість їх конструкцій була розроблена ще у другій половині минулого століття, і якість проектних рішень та закладені в конструкцію матеріали нерідко вже не задовольняють потреби сучасних споживачів і не завжди відповідають сучасному науково-технічному рівню.

Вказані проблеми добре усвідомлюються основними виробниками насосів даного типу [3, 4], і більшість з них активно реалізує програми з розробки та освоєння модернізованих зразків насосних агрегатів з герметичним привідним двигуном, проточними частинами з покращеним гідравлічним ККД, удосконаленими опорами ковзання та ін. Дані модернізації дозволяють з однієї сторони, суттєво підвищити якість насосних агрегатів та подовжити строк їх служби, та з іншої є лише тимчасовим рішенням. Типорозмірний ряд свердловинних насосів типу ЕЦВ базується на радянському ГОСТ 10428-89 і орієнтований на використання передусім низькодебетних свердловин. У той же час аналіз змін за останні роки у параметрах свердловинних насосних агрегатів світових фірм - лідерів [5, 6] вказує на стійку тенденцію до збільшення подач насосів при одночасному зменшенні їх умовного діаметрального габариту. Дана тенденція вочевидь пов'язана з різким підвищенням вартості будівництва та облаштування свердловини з ростом її діаметру. Крім того використання насосів з високою подачею дозволяє зменшити на 10-12% по відношенню до об'єму видобутої води експлуатаційні затрати, витрати на трубну мережу та амортизацію [7].

В умовах збереження вищевказаної тенденції значні перспективи на наш погляд матиме використання в свердловинних насосах з високою подачею осьових ступенів низької швидкохідності, які мають ряд переваг:

- високий гідравлічний ККД;
- просту та компактну конструкцію, що особливо актуально в обмежених умовах свердловини;
- при зносі осьових робочих коліс у процесі експлуатації осьове зусилля (яке є одним з основних руйнуючих факторів для насосів типу ЕЦВ) не зростає, як у відцентрових машинах, а зменшується, що дозволяє значно підвищити ресурс опорного вузла та насосу в цілому та уникнути підвищеного споживання електроенергії.

Та вирішальною перевагою використання осьових робочих органів у свердловинних насосах для водопостачання є те, що вони надають можливість при незмінних діаметральних розмірах насосу у кілька разів підвищити подачу у порівнянні з існуючими конструкціями.

Перепороною на шляху широкого використання таких ступенів є відсутність досвіду їх розробки та відпрацьованого ряду проточних частин такого типу на різні параметри.

Форма робочого колеса осьового насосу в загальному ряді лопатевих коліс є граничною [8]. Прийнято вважати [9], що коефіцієнт швидкохідності таких робочих органів зазвичай повинен знаходитися у діапазоні між  $ns=700\div 1000$ . У працях А.Н. Папіра [10, 11] наведені дані щодо створення осьових проточних частин з  $ns>1000$ . При розробці їх лопатевих систем за основу була прийнята методика проектування осьових насосів для вказаного вище діапазону коефіцієнта швидкохідності. Але при випробуваннях спроектованих за нею насосів дійсний напір, який створювався лопатевою системою при розрахунковому положенні лопатей, був суттєво меншим від прийнятого при проектуванні. Ця різниця з ростом швидкохідності зростала, і при  $ns>2000$  ставала рівною приблизно 30-40% від розрахункового значення напору. Авторами [11] було запропоновано компенсувати дане неспівпадіння доворотом лопатей на необхідний кут, що призводить до порушення оптимальних умов обтікання вхідних кромek і, відповідно, до погіршення енергетичних показників. В якості альтернативи пропонується проектувати проточну частину на циркуляцію швидкості більшу, ніж необхідна. Очевидним недоліком такого способу є необхідність послідовних наближень, що вимагає на кожному етапі експериментальної або розрахункової перевірки.

Метою статті є аналіз можливості застосування класичних методів проектування проточних частин осьових насосів при проектуванні осьових насосів низької швидкохідності.

### *Аналіз досліджень і публікацій.*

Для аналізу з відомих вітчизняних методик проектування осьових проточних частин [8, 9, 11, 12, 13, 14], нами було обрано три найбільш часто використовувані на практиці: метод Вознесенського - Пекіна [8], метод підйомних сил [9] та метод, основні положення якого викладено у роботах Д.Я. Суханова, В.І. Богдановського, А.С. Єр'оміної та їх учнів [13].

### *Метод Вознесенського - Пекіна*

Метод базується на додаванні плоскопаралельного потоку рідини до потоку, який створюється особливостями (вихрами, стоками, витоками), які розташовуються на скелеті ґратки. Скелет розраховують, вирішуючи інтегральні рівняння [8]. Спочатку розраховується прямолінійна ґратка нескінченно тонких дужок кола. Скелети профілю у вигляді дужок кола заміняються рядом точкових вихорів, розташованих по лінії дужки із щільністю  $v(S)$  (рис. 1).

Елементарна циркуляція на ділянці скелету  $d$ :

$$d\Gamma = (\omega_x - \omega_y)dS$$

Циркуляція по контуру лопаті:

$$\Gamma_{.л} = \int_0^l d\Gamma = \int_0^l (\omega_x - \omega_y)dS = \int_0^l v(S)dS$$

Виходячи з понять функцій течії складають інтегральні рівняння. Скелет профілю розглядають як лінію течії, тому функція течії в деякій довільній точці М ізольованої дужки визначається як сума функції течії незбуреного потоку  $\psi_0$  та функції течії потоку від приєднаних вихорів  $\psi_1$ :

$$\psi(T) = \psi_0(T) + \frac{1}{2\pi} \int_0^S v(S) \ln r(S, T) dS = const \quad (1)$$

де  $r(S, T)$  - відстань від розглянутої точки профілю до поточної точки А з елементарним вихором  $d\Gamma$ .

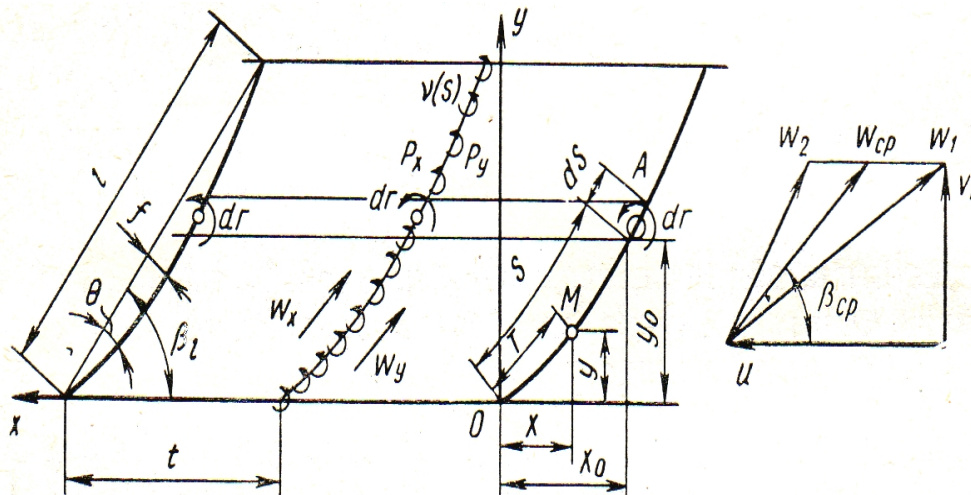


Рис. 1. Схема для розрахунку гратки профілів методом І.М. Вознесенського – В.Ф. Пекіна [9]

При розгляданні обтікання дужки в гратці функція течії  $\psi_0(T)$  визначається швидкістю  $\omega_{cp}$ , замість функції  $\ln(r)$  у виразі (1) повинна бути більш складна функція потоку, яка враховувала б приєднані вихори на елементах  $dS$  усіх профілів

$$\psi(T) = \psi_0(T) + \frac{1}{2\pi} \int_0^S v(S) \ln K(S, T) dS = const$$

Це інтегральне рівняння служить для визначення необхідної функції  $v(S)$ . Для розрахунку граток даним методом необхідно попе-

редньо визначити основні конструктивні розміри й трикутники швидкостей.

Перед остаточною побудою скелета вводиться поправка в кривизну дужки  $\theta$  на тілесність профілю для того, щоб сумарні характеристики ґраток тілесних профілів були близькі до характеристик розрахованих ґраток. Заміна тонких дужок симетричними профілями кінцевої товщини виконується таким чином, щоб розрахункова дужка співпадала з середньою лінією профілю.

#### Метод підйомних сил

Розрахунок осьового робочого колеса методом підйомних сил полягає у виборі крилових профілів для декількох радіусів лопаті робочого колеса та у визначенні кутів установки лопатки на відповідних радіусах [9]. При цьому методі звичайно приймають постійне значення напору для різних ліній течії.

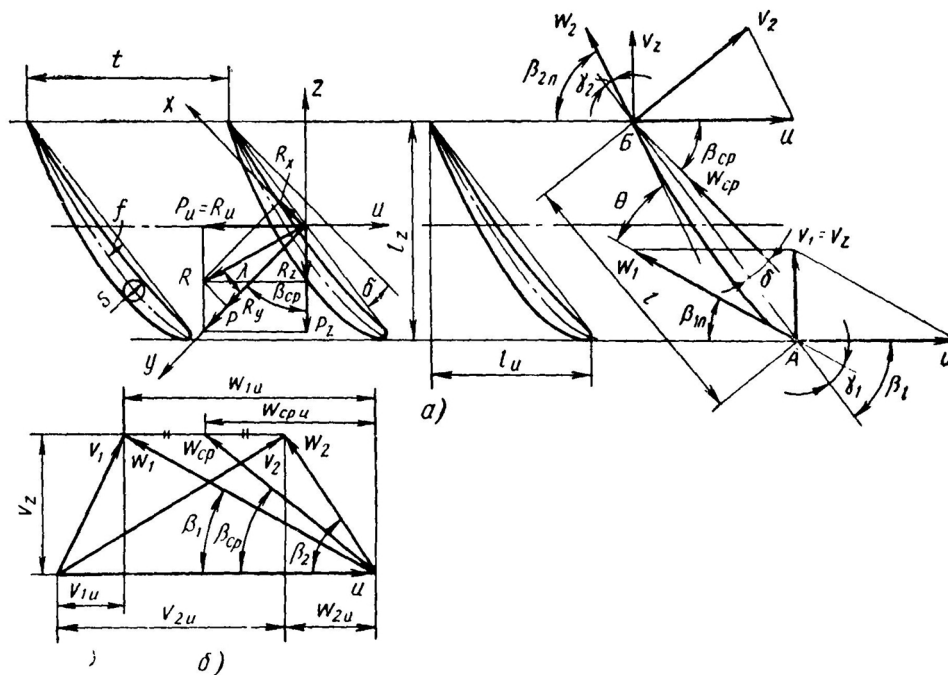


Рис. 2. Параметри ґратки профілів осьового колеса [9]

Коефіцієнт підйомної сили ґратки профілів розраховується за формулою:

$$C_{yp} = \frac{t}{l} \cdot \frac{2gH_T}{W_{cp}^2} \cdot \frac{V_z}{u} \cdot \frac{\cos \lambda}{\sin(\beta_{cp} + \lambda)}$$

де  $t$  – крок ґратки, м;

$l$  – хорда профілю, м;

$V_z$  – осьова швидкість, м/с;

$W_{cp}$  – середня швидкість натікання, м/с;

$u$  – колова швидкість, м/с;

$\lambda$  – кут між вектором підйомної сили та перпендикуляром до хорди профілю, вибираємо або по характеристиці профілю, або приймається рівним 3...50.

За атласом обирають профіль для якого отримане значення  $S_{up}$  складає приблизно (0,8...0,85)  $S_u$  та за характеристикою знаходять відповідне значення кута атаки.

Основним недоліком методу підйомних сил є відсутність чітких вказівок щодо вибору коефіцієнтів  $S_u$ ,  $S_x$  та кута  $\lambda$ . Зважаючи на те, що метод базується на результатах продувок окремих профілів або ґраток [15], розходження їх розрахункових та отриманих робочих характеристик, як правило досить значні і необхідна відповідна експериментальна доводка нових проточних частин. Крім того, використання методу підйомних сил обмежене наявністю відповідного атласу продувок профілів.

*Метод розрахунку розроблена у роботах Д. Я. Суханова, В. І. Богдановського, А. С. Єреміної*

Методом розрахунку лопаті, розробленим у роботах Д. Я. Суханова, В. І. Богдановського, А. С. Єреміної та їх учнів, розрахована більшість осьових насосів типів ОПВ, ОВ та ОГ.

Лопать розбивають на 5—8 циліндричних перерізів і обирають форму втулки та тип камери (сферична, циліндрична). Задають нерівномірний розподіл по радіусу осьових швидкостей і циркуляції (таблиця 1) [8].

Таблиця 1

|   |      |      |      |      |      |      |      |
|---|------|------|------|------|------|------|------|
| $\overline{r_i} = r_i / r_K$                        | 1,00 | 0,92 | 0,83 | 0,74 | 0,66 | 0,58 | 0,50 |
| $\overline{v_{ali}} = v_{ali} / v_{a1cp}$           | 1,12 | 1,04 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 |
| $\overline{v_{a2i}} = v_{a2i} / v_{a2cp}$           | 1,20 | 1,08 | 1,01 | 1,00 | 1,00 | 1,04 | 1,12 |
| $\overline{\Gamma_{2i}} = r_i v_{a2i} / r v_{a2cp}$ | 0,70 | 0,87 | 0,99 | 1,00 | 1,00 | 0,96 | 0,88 |

Після чого визначають відносний крок та відносну кривизну середньої лінії профілю за формулами:

$$t / L = 0,591 \cdot 10^{-5} n_{SO}^2 - 625 \cdot 10^{-5} n_{SO} + 0,705 \overline{r_i} + 1,74$$

$$f / L = 0,049 \overline{H_P} - 0,0466 \overline{H_P} \cdot \overline{r_i} - 0,044 \cdot \overline{r_i} + 0,062$$

де  $n_{s0}$  – коефіцієнт швидкохідності в оптимальній точці.

Потім знаходять кут установки лопаті. Число лопатей і довжину їх хорд рекомендується обирати із конструктивних міркувань.

Визначивши меридіональну й планову проекції хорд на кожному радіусі, будують план і меридіональну проекції лопаті й проводять компонування лопаті.

### **Викладення матеріалу та результати.**

Аналіз доцільності використання розглянутих вище методик проектування для осьових робочих коліс низької швидкохідності виконувався за допомогою чисельного моделювання. Для цього спочатку було виконано проектування робочих коліс на параметри вказані в табл. 2, а потім проведений чисельний експеримент.

При проектуванні осьового робочого колеса третім методом було отримано геометрію складної форми, з різким градієнтом кутів установки лопаті та довжин меридіональної проекції вздовж радіуса. Таку проточну частину вкрай складно виготовити, крім того для лопаті отриманої форми не виконується умова міцності.

Таблиця 2

| Коефіцієнт подачі, КQ | Коефіцієнт напору, КН | Коефіцієнт швидкохідності, ns | Частота обертання, об/хв | Умовний габарит свердловини, дюймів |
|-----------------------|-----------------------|-------------------------------|--------------------------|-------------------------------------|
| 0,185                 | 0,249                 | 267                           | 2900                     | 10                                  |

Ймовірною причиною таких результатів є те, що в основу даного методу закладені емпіричні коефіцієнти розподілу циркуляції та витратної складової абсолютної швидкості по радіусу, введені для коефіцієнтів швидкохідності з діапазону 700..1000. Було прийнято рішення чисельне моделювання для даного робочого колеса не проводити.

Методика і порядок проведення чисельного експерименту не відрізнялися від описаних у роботах [16]

Розрахункова сітка (рис. 3) була створена у компоненті програмного комплексу ANSYS університетської версії, і нараховувала 647 тис. призматичних комірок. Для належного опису пограничних шарів поблизу твердих стінок густину сітки було збільшено.

Величина змінної  $Y^+$  знаходилася в межах від 10 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям, приведеним в посібнику користувача [17].

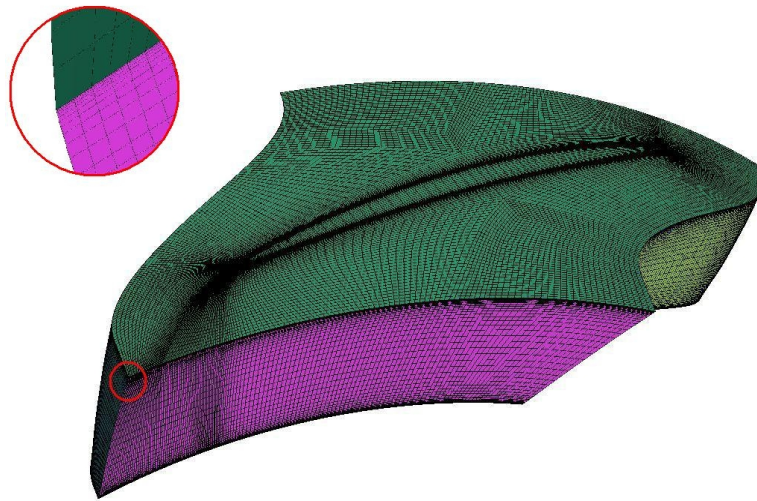


Рис. 3. Приклад розрахункової сітки в робочому колесі

Чисельне моделювання у каналах досліджуваних робочих коліс було виконано за допомогою програмного продукту ANSYS CFX для води у діапазоні подач від 0,7  $Q_{розр}$  до 1,2  $Q_{розр}$ . Розрахунок у вказаному програмному продукті виконувався шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь (2), котрі описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища - рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності.

$$\begin{cases} \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \nabla^2 \vec{v} = \frac{d\vec{v}}{dt} \\ \frac{d\rho}{dt} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Густина рідини при розрахунку була прийнятою за постійну величину. Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою системи рівнянь Рейнольдса, для замикання котрих використовувалася стандартна  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентності.

На рис. 4 наведено отримані в результаті чисельного моделювання характеристики робочих коліс. Тут і далі робоче колесо (РК) №1 - спроектоване методом Вознесенського – Пекіна, РК №2 - методом підйомних сил. Як і передбачалося, наявні значні розходження між параметрами коліс при розрахунковій подачі прийнятими при



розрахунку та отриманими в результаті чисельного експерименту. Кількісні оцінки розходжень наведені в табл. 3.

Обидва колеса мають оптимальну подачу, що менша за розрахункову. Крім того, крива напірної характеристики РК № 2 має більш крутий нахил.

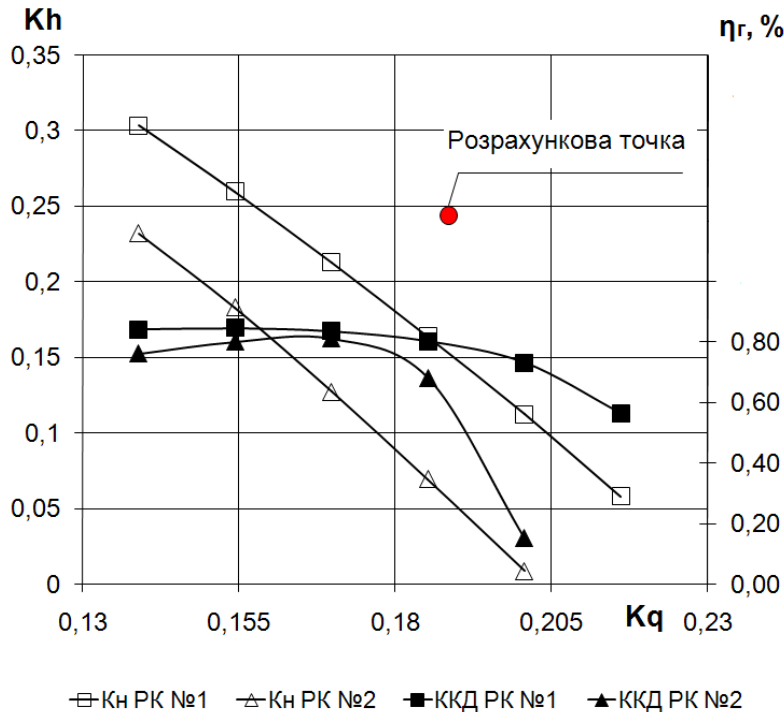


Рис. 4. Напірна та енергетична характеристики осевих робочих коліс РК №1 та РК №2.

Таблиця 3

|                             | РК № 1 | РК № 2 |
|-----------------------------|--------|--------|
| $K_{Qрозр} - K_{Qопт}, \%$  | -16,8  | -8,1   |
| $K_{Нексп} - K_{Нрозр}, \%$ | -34,5  | -71,9  |
| $K_{Нрозр} - K_{Нопт}, \%$  | +4,4   | -27,7  |

На рис. 5 наведено розподіл витратної складової абсолютної швидкості на вході та на виході з РК вздовж розмаху лопаті на оптимальному режимі. Звертає на себе увагу суттєва різниця в графіках швидкості на виході з РК №1 та №2 при практично ідентичних графіках на вході в колесо. Для РК №2 графік має значну нерівномірність в привутлочній області. Кількісно нерівномірність графіку швидкостей можливо оцінити за допомогою наступного коефіцієнта:

$$K_{Vm} = \frac{V_{mi}}{V_m},$$

де  $V_{mi}$  - значення витратної складової абсолютної швидкості на певному радіусі, м/с;

$\overline{V}_m$  - осереднене по масовій подачі значення витратної складової абсолютної швидкості, м/с.

Для РК №2 у привтулочній області даний коефіцієнт складає 1,17 проти 1,04 у РК №1.

В обох колесах на периферійній ділянці лопатей наявна значна за розміром (близько 30% висоти лопаті) зона зі зниженою витратною складовою абсолютної швидкості. Причиною її появи є кінцевий вихор, що виникає в результаті взаємодії з основним потоком рідини, яка перетікає через радіальний зазор між торцем лопаті колеса і його камерою.

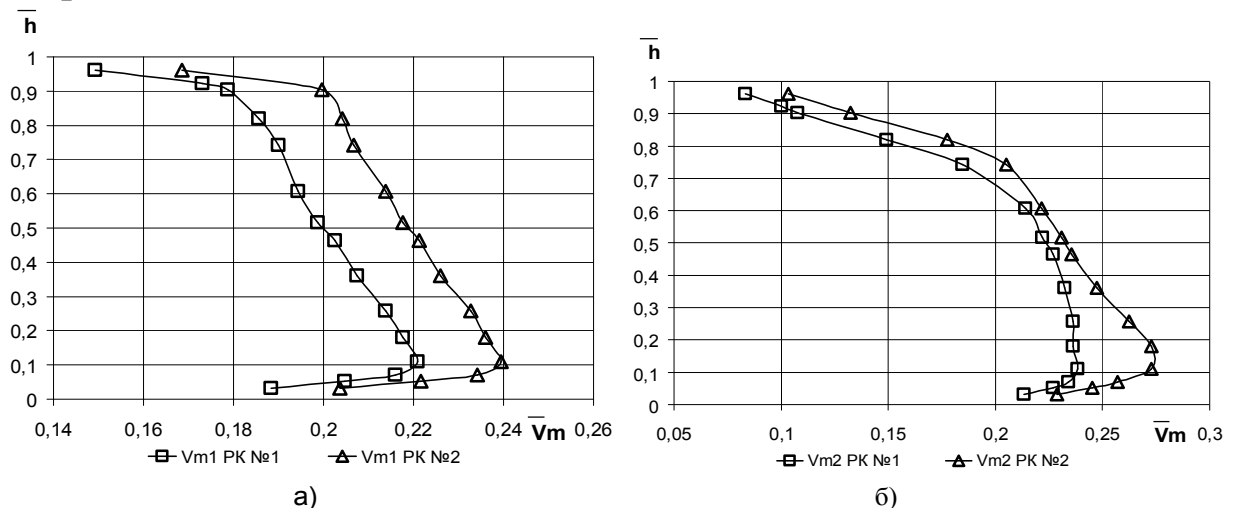


Рис. 5. Графіки витратної складової абсолютної швидкості на оптимальному режимі: а) на вході в РК №1 та РК №2, б) на виході РК №1 та РК №2.

В оптимальній точці у РК №1 коефіцієнт напору рівний приблизно  $K_H=0,26$  при  $\eta=84\%$ , для РК №2 -  $K_H=0,18$  при  $\eta=81\%$ .

На рис. 6 наведено розподіл колової складової швидкості на виході з робочих коліс в оптимальному режимі. Дані графіки демонструють зворотну тенденцію - для РК №2 графік практично лінійний до приблизно половини висоти лопаті, і лише на периферійній ділянці відбувається її деформація із зростанням колової складової швидкості, а для РК №1 графік має більш нерівномірний характер. Очевидно, що перерізи, близькі до середини висоти лопаті забезпечують у РК №1 зменшений напір.

На рис. 7 проілюстровано розподіл коефіцієнту напору вздовж розмаху лопаті на оптимальному режимі. Для РК №1 даний розподіл близький до лінійного, тобто усі перерізи лопатей робочого колеса

забезпечують передачу рідині практично однакової енергії. На відміну від РК №1 у РК №2 периферійні перерізи лопатей розвивають на 12,7% більший напір, ніж середні або привтулочні.

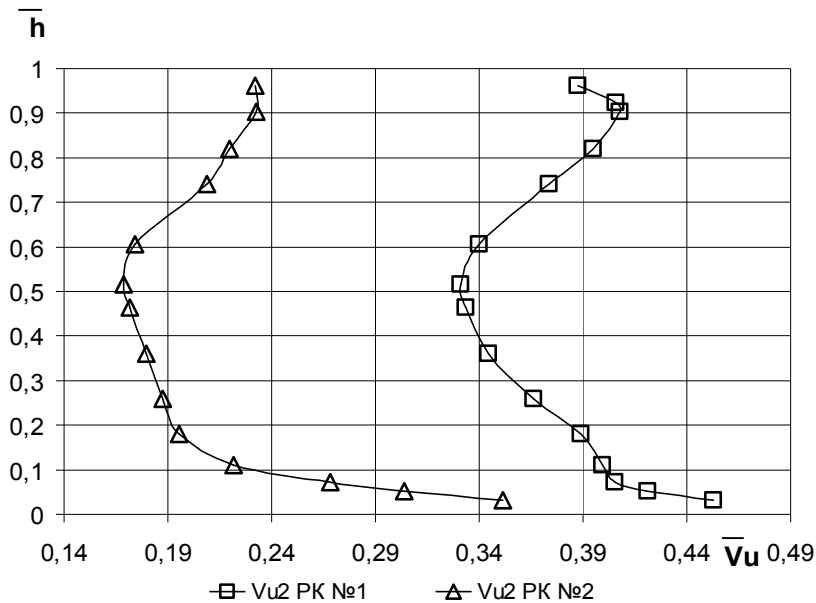


Рис. 6. Графіки колової складової абсолютної швидкості на оптимальному режимі на виході з РК №1 та РК №2.

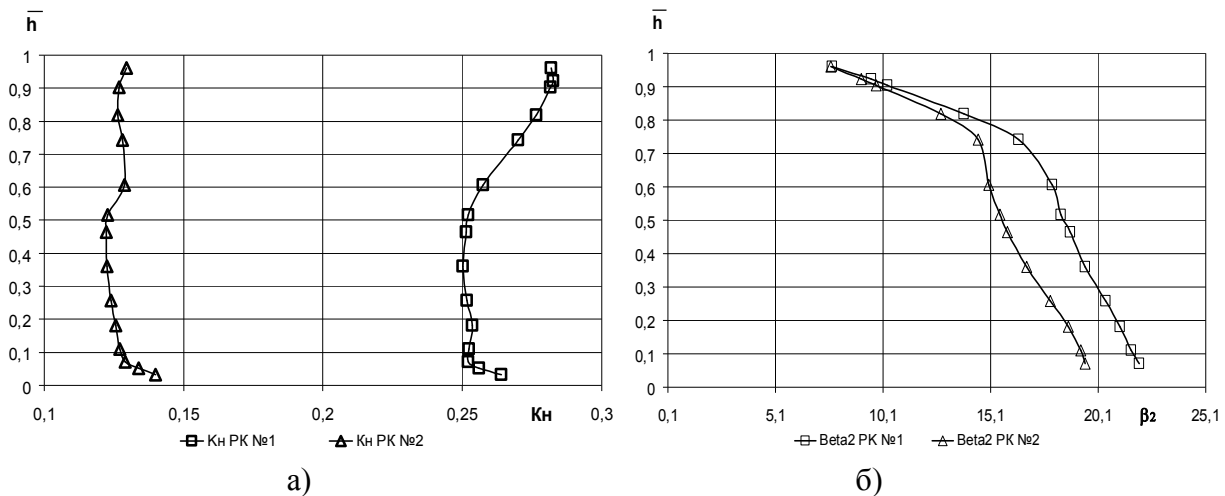


Рис. 7.а) Графік розподілу коефіцієнта напору вздовж висоти лопаті на оптимальному режимі для РК №1 та РК №2; б) Графік розподілу кута потоку на оптимальному режимі на виході з РК №1 та РК №2

Розподіл кутів потоку на виході із РК №1 та РК №2, наведений на рис. 8 має значну нерівномірність епюри в периферійних перерізах (різниця з основним потоком досягає 30 %), що вимагає особливої уваги при створенні у подальшому лопатевої системи статорного апарату. Для зменшення ударних втрат при вході потоку на лопаті статорного апарату необхідно забезпечити обтікання вхідних кромek лопатей у достатньо вузькому діапазоні оптимальних кутів атаки.

Відповідно лопать статорного апарату буде вимушено мати складну тривимірну форму з великим градієнтом кутів лопаті на вході.

Аналізуючи розподіл статичного тиску (рис. 8 а та б) на поверхнях втулки та лопатей досліджуваних робочих коліс, можливо зробити висновок, що вхідні перерізи РК №1 та РК №2 недовантажені. Для досягнення оптимального розподілу навантаження на лопать вздовж її хорди необхідно проведення подальшого пошуку, у тому числі і оптимальних кутів атаки при заданих параметрах РК.

Візуалізація ліній току в розгортках циліндричних перерізів робочих коліс (рис. 8 в, г, д, е, ж, з) вказує на відсутність відривних зон у проточній частині досліджуваних РК.

В цілому чисельне моделювання підтвердило початкове припущення щодо необхідності уточнення існуючих методик при проектуванні осьових РК низької швидкохідності. За результатами чисельного моделювання перевагу скоріше за все слід надати методу Вознесенського – Пекіна, як такому, що забезпечує більш близькі до розрахункових значення напору та вище значення ККД. У той же час не виключено, що причиною більших розходжень у результатах, отриманих щодо РК №2, є невідповідність ряду величин, що визначаються за емпіричними залежностями, умовам роботи колеса.

З огляду на отримані результати доцільним виглядає введення розподілу осьових проточних частин на наступні групи:

- 1) з підвищеним коефіцієнтом швидкохідності  $ns = 1000 \div 3000$ ;
- 2) із середнім  $ns = 700 \div 1000$ ,
- 3) з низьким  $ns = 400 \div 700$ ,
- 4) наднизьким  $ns = 200 \div 400$ .

Незважаючи на деяку умовність такого поділу, можливо припустити, що для кожної з вказаних груп наявні окремі діапазони оптимальних співвідношень основних геометричних розмірів проточної частини та лопатевої системи, а також коефіцієнтів напору та подачі. І якщо для насосів другої, частково першої та третьої груп вони визначені, то для четвертої їх ще належить визначити.

Тому для прийняття обґрунтованого рішення щодо вибору базової методики для подальшої адаптації для вказаного діапазону коефіцієнтів швидкохідності осьових робочих коліс роботи у вказаному напрямку планується продовжити.

### **Висновки**

1. При збереженні сучасних тенденцій розвитку насособудування у області свердловинних насосів значні перспективи має створення осьових проточних частин наднизької швидкохідності, які мають високий гідравлічний ККД та можуть забезпечувати високі значення

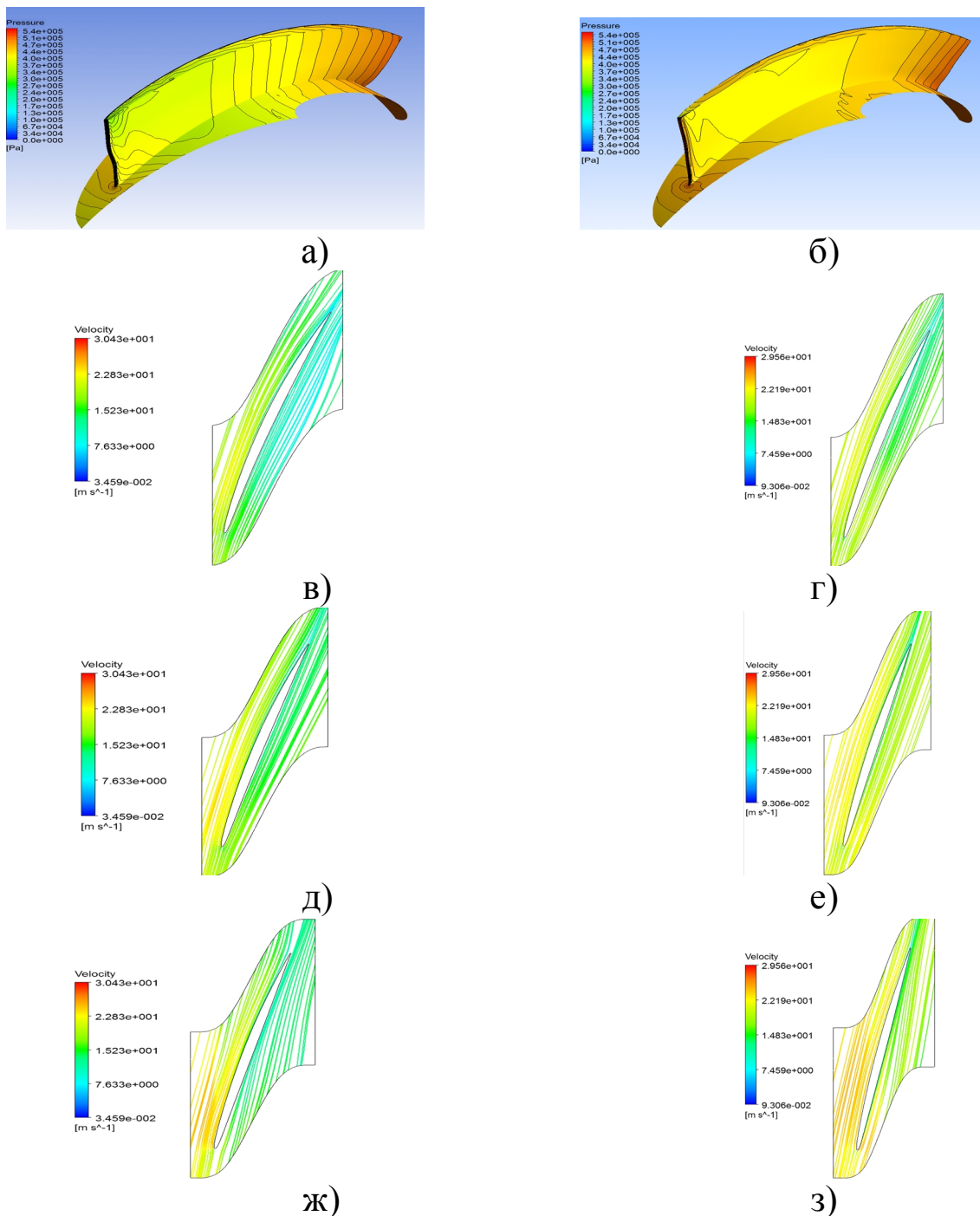


Рис. 8. а) Розподіл статичного тиску на поверхні РК №1; б) Розподіл статичного тиску на поверхні РК №2; в) лінії току відносної швидкості  $W$  в циліндричному перерізі РК №1 на 0,1 висоти лопаті  $h$  (відраховується від втулки); г) лінії току відносної швидкості  $W$  в циліндричному перерізі РК №2 на 0,1 висоти лопаті  $h$  (відраховується від втулки); д) лінії току відносної швидкості  $W$  в циліндричному перерізі РК №1 на 0,5 висоти лопаті  $h$  (відраховується від втулки); е) лінії току відносної швидкості  $W$  в циліндричному перерізі РК №2 на 0,5 висоти лопаті  $h$  (відраховується від втулки); ж) лінії току відносної швидкості  $W$  в циліндричному перерізі РК №1 на 0,9 висоти лопаті  $h$  (відраховується від втулки); з) лінії току відносної швидкості  $W$  в циліндричному перерізі РК №2 на 0,9 висоти лопаті  $h$  (відраховується від втулки).

подач при мінімальних радіальних габаритах, що вкрай важливо для свердловин.

2. В результаті проведення чисельного моделювання течії рідини у робочих колесах, спроектованих різними методами, було отримано напірні та енергетичні характеристики, розподіли швидкостей та тисків, розподіли коефіцієнту напору та кутів виходу потоку з робочого колеса по радіусу.

3. Виявлено, що, як і передбачалося, існуючі методики проектування не дають достатньо точних результатів при розрахунку осьових проточних частин наднизької швидкохідності. Було встановлено, що при майже ідентичних епюрах на вході в РК, епюри на виході в РК спроектованих різними методами значно відрізняються.

4. За результатами чисельного моделювання перевагу скоріше за все слід надати методу Вознесенського – Пекіна, як такому, що забезпечує більш близькі до розрахункових значення напору та вище значення ККД.

5. В цілому чисельне моделювання підтвердило початкове припущення щодо необхідності уточнення існуючих методик. Для прийняття обґрунтованого рішення щодо вибору базової методики для подальшої адаптації для обраного діапазону коефіцієнтів швидкохідності осьових робочих коліс роботи у вказаному напрямку потрібно продовжити.

Список джерел:

1. Тимочко Т.В. ВЕЛ про поліпшення питного водопостачання та охорони вод в Україні / Т.В. Тимочко // [Електронний ресурс], 2008. – 16 с. - Режим доступу: <http://www.ecoleague.net/34903999-228.html>. - Назва з екрану.
2. В.К. Янчев Совместное использование поверхностных и подземных источников для водоснабжения населения слобожанщины / В.К. Янчев, И.К. Решетов [Электронный ресурс], 2003. – Режим доступа: <http://www.eco-mir.net/show/974/>. – Название с экрана.
3. В. Жуплов Об эксплуатации погружных скважинных электронасосов /В. Жуплов // Насосы и оборудование. – 2005. - №2(31)- 3(32). – С. 38 – 39.
4. Каталог насосов: погружные насосы скважинные ЭЦВ [Электронный ресурс]. - Режим доступа: [http://www.hms-pumps.ru/p\\_pogr.shtml](http://www.hms-pumps.ru/p_pogr.shtml).
5. Каталог насосов SAER: скважинные электрические насосы [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://saer.ua/catalog>.
6. On-line каталог WIL0: скважинные насосы [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://productfinder.wilo.com/finder/finder.do?act=showIndex&markt=PDU&lang=ru>
7. Гіроль М.М. Стан водопровідних мереж України та шляхи запобігання погіршенню якості питної води / М.М. Гіроль, А.М. Гіроль, В.Є. Хомко, Д. Ковальський [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://polypipe.info/news/238-stanvodoprovidnuhmerezhukraini>.
8. А.А. Ломакин. Центробежные и осевые насосы: 2 - ое изд., перераб. и доп. / А.А. Ломакин. – М. : Машиностроение, 1966. – 364 с.
9. Михайлов А.Н. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.Н. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.
10. Папир А.Н. Осевые насосы водометных движителей (основы теории и расчета) / А.Н. Папир. – Л.: Судостроение, 1985. - 242 с.

11. Лопастные насосы / [Под ред. Л.П. Грянко и А.Н. Папира]. – Л.: Машиностроение, 1975. – 430 с.
12. Проскура Г.Ф. Вибрані твори / Г.Ф. Проскура [редкол.: А.П.Філіппов (відп. ред.) та ін.]. – К.: Наукова думка, 1972. - 494 с.
13. Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт: справочное пособие / И. И. Киселёв и др. - М. : Машиностроение, 1977. - 184 с.
14. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение/ А.И. Степанов ; [пер. с англ. инж. М.Я. Лейферова и к.т.н. М.В. Поликовского]; [под ред. д.т.н. проф. В.И. Поликовского]. - Москва, Гос. НТИ Машиностроительной л-ры, 1960. - 465 с.
15. Гусак А.Г. Совершенствование проточных частей погружных моноблочных насосных агрегатов высокой быстроходности: дис... канд. техн. наук / А.Г. Гусак. - Сумы, 1996. – 213 с.
16. Каплун І.П. Чисельне моделювання течії газорідинної суміші у малогабаритній шнековій ступені свердловинного насосу / І.П. Каплун, О.А. Демченко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2009. - № 4. - С. 36 - 44.
17. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. - 549р. - Режим доступа: <http://www.ansys.com>.

Стаття надійшла до редколегії 21.04.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. каф. «Гідравлічні і пневматичні машини»  
НТУ «Харківський політехнічний інститут» П.М. Андренко

**А.Г. Гусак, О.А. Демченко, И.П. Каплун. Сравнительный анализ методик проектирования проточных частей осевых насосов.** В статье анализируется возможность применения существующих методик расчета для проектирования осевых проточных частей низкой быстроходности. Исследование проводится с помощью численного моделирования потока в каналах рабочих колес, рассчитанных разными методиками. Получены напорные и энергетические характеристики, распределения скоростей и давления в рабочих колесах.

**осевые насосы, артезианское водоснабжение, погружные скважинные насосы, численное моделирование, напорные характеристики, энергетические характеристики**

**O. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun. Comparative analysis of design of axial pumps.** The article analyzes possibility of application of known methods of calculation axial flow parts low type characteristic in the submersible borehole pumps. Investigations have been performed by numerical simulation of flow in the rotor, which was calculation with different methods. Head and efficiency characteristic, distributing of speeds and pressure in rotor were got in this research.

**axial flow pumps, artesian supply, borehole submersible pumps, numerical simulation, head characteristic, efficiency characteristic**

© Гусак О.Г., Демченко О.А., Каплун І.П., 2011