

ВИБІР ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛОПАТЕВОЇ ГРАТКИ ЯК ВИЗНАЧАЛЬНИЙ ФАКТОР ЕКОНОМІЧНОСТІ ОСЬОВОГО РОБОЧОГО КОЛЕСА

Gusak A., Kaplun I., Matvienko O.
Sumy State University, Sumy, Ukraine (matvienko@pgm.sumdu.edu.ua)

THE CHOICE OF THE GEOMETRICAL PARAMETERS OF BLADE CASCADE AS AN MAJOR FACTOR OF EFFICIENCY OF THE AXIAL-FLOW IMPELLER

Розглянуто особливості вибору геометричних параметрів лопатевої гратки малогабаритного осьового робочого колеса заглибного свердловинного насосу низької швидкохідності. Представлено результати чисельного моделювання, виконаного в програмному продукті ANSYS CFX дослідницької версії, яке включало у себе визначення параметрів серії робочих коліс з різною кількістю лопатей та різними значеннями осьової довжини. Визначено вплив на економічність та напірність ступеню значень густоти периферійної гратки робочого колеса та оптимальний діапазон її варіювання.

Ключові слова: осьовий насос, артезіанське водопостачання, заглибні свердловинні насоси, чисельне моделювання.

Вступ

В попередніх дослідженнях [1, 2] було показано, що для зниження затрат при створенні системи водопостачання із свердловин, необхідно будувати їх з мінімально можливим діаметром та експлуатувати разом з насосним агрегатом, що має максимальний середньоексплуатаційний ККД. Відповідно, виникає потреба у свердловинних насосах з відносно високими подачами при мінімальних радіальних габаритах. Для задоволення вказаної потреби можливо використати розроблені на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ малогабаритні осеві ступені низької швидкохідності [3, 4], які в даному випадку мають ряд переваг [5].

Перепоною на шляху широкого використання малогабаритних осьових ступенів в свердловинних насосах є відсутність досвіду їх розробки та відпрацьованого ряду проточних частин на різні параметри. Прийнято вважати, що для проточних частин осьових насосів найбільш прийнятним є коефіцієнт швидкохідності (n_s) з діапазону $n_s=700\dots1000$. Відповідно існуючі методики проектування осьових насосів [6, 7, 8] дають результати прийнятної точності лише в межах зазначеного діапазону. Спроби за їх допомогою виконати проектування малогабаритних осьових проточних частин низької швидкохідності не дали позитивних результатів [9]. Зважаючи на викладене вище, очевидно стає необхідність додатково проаналізувати вплив основних параметрів малогабаритного осьового ступеню на його характеристики. На першому етапі для аналізу було обране робоче колесо (РК), так як у ньому відбувається передача енергії потоку, і доля втрат, що мають місце у РК, є визначальною у енергетичному балансі ступеню. Відповідно, при проектуванні ступеню слід приділяти особливу увагу вибору геометричних параметрів РК. Одним з найважливіших розрахункових параметрів, який обирається переважно на основі експериментальних даних, є густота периферійної гратки лопатей РК.

Мета

Метою даної статті є визначення діапазону оптимальних значень периферійної густоти гратки лопатей малогабаритного осьового РК низької швидкохідності ($n_s\approx 300$). Для досягнення поставленої мети вирішувались задачі по визначенню можливості використання відомих з літератури рекомендацій щодо вибору основних геометричних параметрів осьових РК та проведенню дослідження взаємозв'язку геометричних параметрів лопатевої гратки і економічності та напірності осьового РК низької швидкохідності. Дослідження проводилося за допомогою чисельного моделювання в дослідницькій версії програмного продукту ANSYS CFX.

Виклад основного матеріалу дослідження

У загальному випадку густота периферійних граток лопатей осьового РК обирається з умов забезпечення безвідривності та безкавітаційності обтікання лопатей. Дані вимоги є обов'язковими, але їх виконання не гарантує мінімуму гідравлічних втрат.

В роботі [10] продемонстровано, що втрати енергії в осьовому РК пропорційно залежать від густоти ґраток профілів. Крім того, зазначається, що найбільші втрати енергії мають місце в периферійній області лопатей.

В роботі [11] наведено графік для визначення оптимальної густини периферійної ґратки профілів лопатей РК осьового насосу при $n_s=700..2000$. При проектуванні осьових насосів з $n_s \leq 1000..1200$ рекомендується використовувати значення $(l/t)_{\text{пер}}=1$, а для насосів з $n_s \geq 1000..1200$ – $(l/t)_{\text{пер}}=0,3$. Для РК з коефіцієнтом швидкохідності $n_s > 2000$ даний графік пропонується екстраполювати.

Логічно припустити, що для РК з коефіцієнтом швидкохідності $n_s < 700$ (у даному випадку $n_s=200..400$) значення густоти периферійної ґратки лопатей $(l/t)_{\text{пер}}$ теж слід екстраполювати і, відповідно, обирати $(l/t)_{\text{пер}} > 1$.

На думку авторів [12] для енергетично оптимального осьового РК з коефіцієнтом швидкохідності $n_s=700..1000$ густину периферійної ґратки профілів доцільно обирати за залежністю:

$$(l/t)_{\text{пер}} = 5,95 K_{\text{Нонт}}$$

Таким чином існуючі рекомендації щодо проектування осьових РК відносяться в основному до робочих органів з $n_s > 700$. Для осьових ступенів більш низької швидкохідності, як показує досвід [9], використання рекомендацій існуючих методик без корегування є невіправданим. Потрібна, як мінімум, ретельна перевірка можливості застосування їх основних положень при проектуванні зазначених ступенів. Крім того, досліджуваній ступінь має практично граничні для осьових ступенів значення коефіцієнта напору (для зменшення кількості ступенів в насосі, і, відповідно, його розмірів, ваги та вартості) та досить низьке значення коефіцієнта подачі (з метою визначення нижньої границі значень швидкохідності даного ступеню, при яких його використання є доцільним з точки зору економічності). Таке співвідношення параметрів вносить додаткові перешкоди для використання розглянутих рекомендацій щодо вибору периферійної густини ґратки лопатей осьового РК.

Відповідно, необхідним є проведення додаткового дослідження взаємозв'язку геометричних параметрів лопатевої ґратки і економічності та напірності осьового РК низької швидкохідності. Як зазначалося вище, вказане дослідження виконувалося з використанням чисельного моделювання за допомогою програмного забезпечення ANSYS CFX за методикою, що детально викладена в [5]. Чисельне моделювання у вказаному програмному продукті проводилося шляхом розв'язання системи рівнянь (1), котрі описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища - рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності.

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

Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою системи рівнянь Рейнольдса, для замикання котрих використовувалася стандартна k-ε модель турбулентності.

Для перевірки рівня впливу периферійної густоти ґратки лопатей осьового РК низької швидкохідності на його енергетичні характеристики на першому етапі дослідження було вирішено дослідити ряд коліс з різним числом однакових лопатей. При цьому з технологічних міркувань та умов міцності число лопатей (z) змінювалося у діапазоні від 6 до 10. На другому етапі значення густоти периферійної ґратки лопатевої системи змінювалося за рахунок осьової довжини робочого колеса при постійних значеннях числа лопатей. Для цього було введено поняття відносної довжини робочого колеса:

$$\bar{L} = \frac{L_i}{L_6}$$

де L_i – довжина досліджуваного робочого колеса, мм;

L_6 – довжина базового робочого колеса [1], мм.

Таким чином було спроектовано серію робочих коліс, в яких відносна осьова довжина \bar{L} складала 0,8, 1,0, 1,2, 1,4 від базової, а число лопатей змінювалося від 6 до 10. Зазначимо, що втулкове відношення та кут встановлення лопатей робочого колеса при цьому залишалися незмінними. На рис. 1 а - д наведено отримані у результаті проведення чисельного моделювання напірні та енергетичні характеристики робочих коліс, які мають 6, 7, 8, 9 та 10 лопатей відповідно. На зазначених рисунках і далі наведені значення гідравлічного ККД РК, без урахування механічних та об'ємних втрат у ступені насосу.

Аналізуючи дані з рис. 1, зазначимо, що при збільшенні кількості лопатей коефіцієнт напору робочого колеса відповідно зростає, причому для $z=10$ зміна осьової довжини у всьому діапазоні варіювання практично не впливає на рівень напору, що створюється колесом (максимальна різниця значень K_H складає близько 6%) та несуттєво впливає на його ККД. У той же час положення максимуму ККД зміщується в область низьких подач відносно розрахункової точки на $0,25 Q_p$. Загальною тенденцією при збільшенні числа лопатей є зменшення впливу відносної довжини РК на напірну характеристику. Так, при $z=10$ напірні характеристики коліс з відносними довжинами $\bar{L} = 1,0 \div 1,4$ дуже мало відрізняються одна від одної і лежать практично на одній кривій. Для енергетичної характеристики, навпаки, зі збільшенням числа лопатей відбувається посилення впливу відносної довжини, як стосовно значення максимального ККД так і стосовно його положення відносно

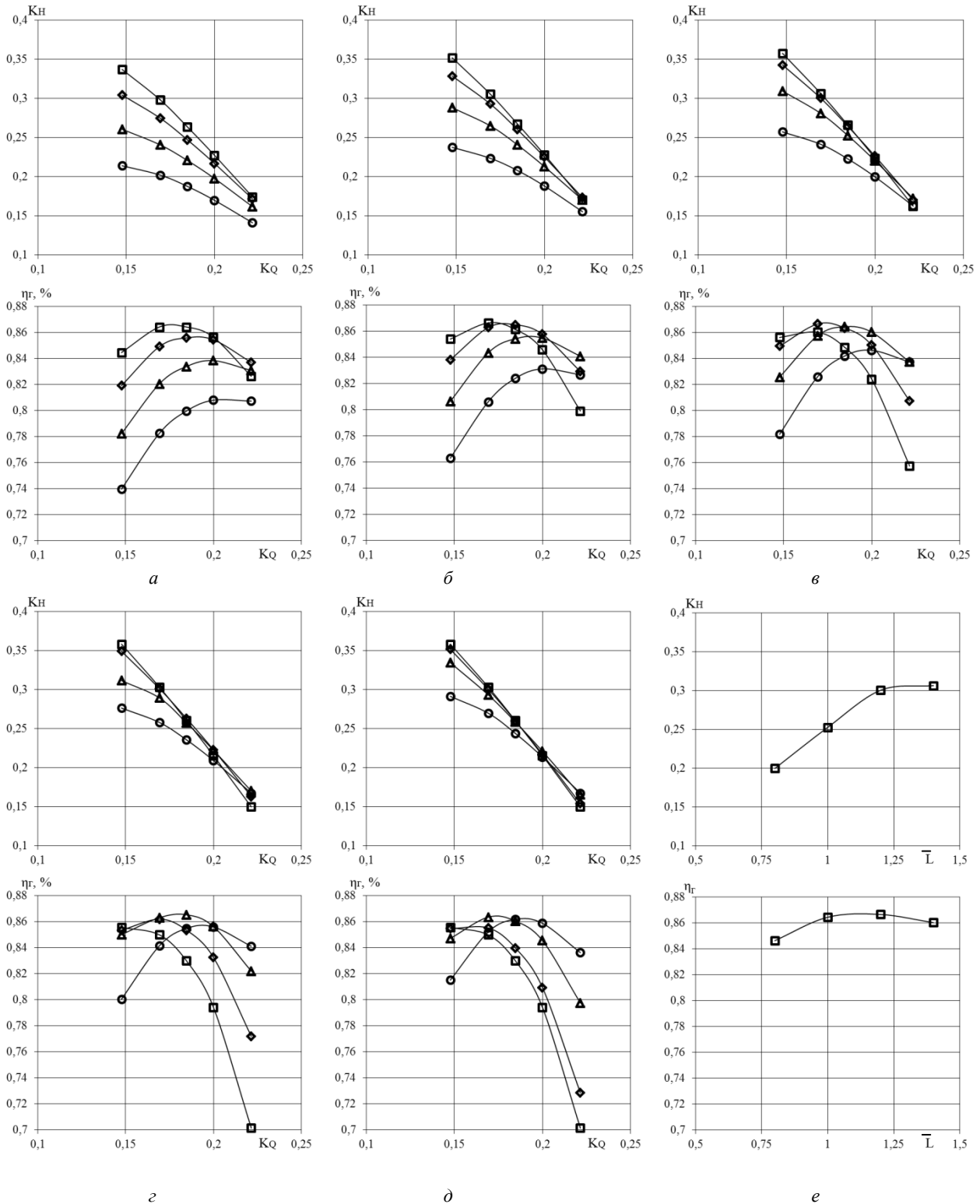


Рис.1. Напірні та енергетичні характеристики робочих коліс: *а*) число лопатей $z=6$, *б*) $z=7$, *в*) $z=8$, *г*) $z=9$, *д*) $z=10$, *е*) максимальні значення ККД та відповідні їм значення коефіцієнта напору в залежності від відносної осевої довжини РК при $z=8$

На графіках позначено:

- $L = 0,8$;
- ◇ $L = 1,0$;
- △ $L = 1,2$;
- $L = 1,4$.

розрахункової точки, яке зміщується в область низьких подач. Зазначимо, що максимальних значень ККД досягає у робочих колесах, що мають число лопатей рівне $z=8$ та 9 .

На рис.1 є наведені максимальні значення ККД та відповідні їм значення коефіцієнтів напору РК у залежності від його осьової довжини. Добре простежується наявність визначеної області оптимальних значень осьової довжини РК при фіксованому значенні числа лопатей, лівіше якої не використовуються в повній мірі можливості створення напору, а правіше – незначне зростання коефіцієнта напору супроводжується падінням ККД колеса. Якщо узагальнити наявні дані у вигляді тривимірної поверхні, наведеної на рис. 2, то можливо констатувати наявність чіткої зони оптимальних значень густоти периферійної ґратки лопатей РК, яка відповідає максимальним значенням ККД

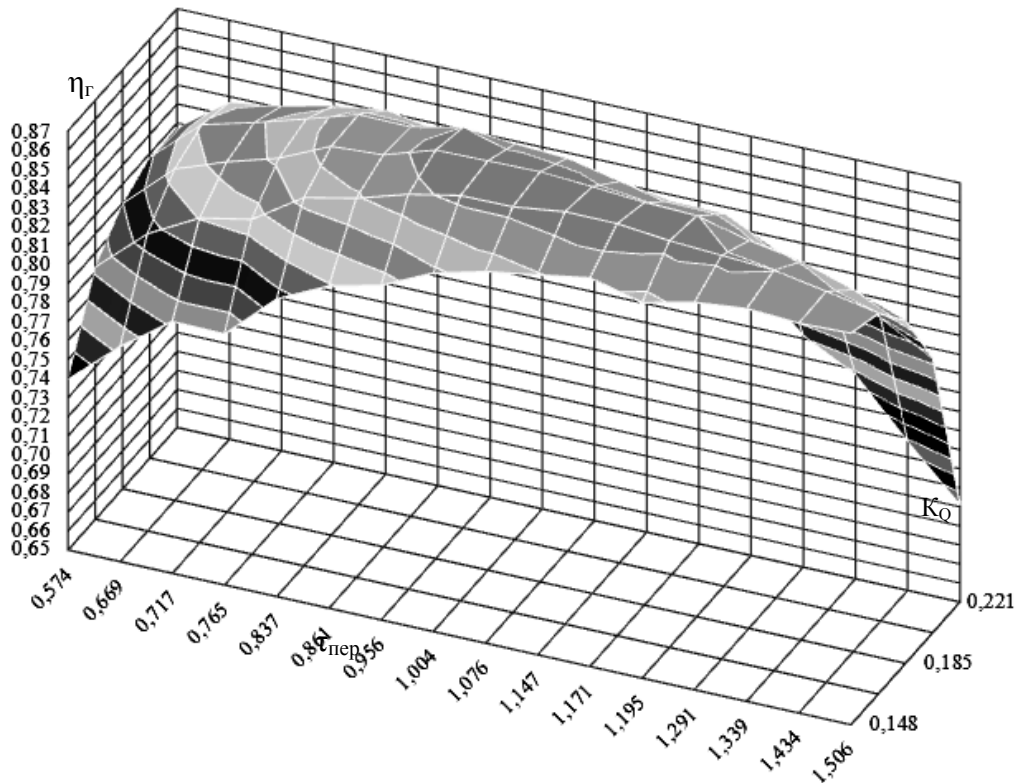


Рис. 2. Тривимірна поверхня значень густини периферійної ґратки лопатей осьового робочого колеса

З наведеної на рис. 2 тривимірної поверхні значень густоти периферійної ґратки лопатей РК можливо визначити зону оптимальних значень, яка лежить в діапазоні $0,95 \dots 1,25$. Для досягнення високих значень коефіцієнта напору слід обирати значення ближче до правої границі вказаного діапазону.

На рис.3а - г наведено напірні та енергетичні характеристики робочих коліс, відносна осьова довжина \bar{L} яких змінювалась від $0,8$, до $1,4$. При збільшенні осьової довжини робочого колеса коефіцієнт напору робочого колеса, як і при збільшенні числа лопатей, зростає. Вплив зміни числа лопатей при зростанні осьової довжини РК зменшується, і при $\bar{L} = 1,4$ напірні характеристики РК з різною кількістю лопатей практично повністю повторюють одна одну. Найбільші значення ККД спостерігаються при відносній осьовій довжині робочого колеса $1,0$ та $1,2$.

Таким чином, можливо прийти до висновку, що вплив густини периферійної лопатевої ґратки на енергетичні якості, зокрема ККД осьового робочого колеса має спільний якісний та кількісний характер, незалежно від того, яким способом змінюється значення густоти.

Вочевидь при досягненні певного значення (назвемо його «граничним») густоти периферійної ґратки лопатей робочого колеса, подальше її збільшення незалежно від способу – збільшенням числа лопатей чи осьової довжини - не дозволить отримати більших значень коефіцієнта напору, а лише призведе до зниження ККД та зміщення його максимуму в область низьких подач. У даному випадку таким «граничним» значенням густоти можливо вважати орієнтовно $\tau_{пер} = 1,3 - 1,32$. Подальше підвищення значень густоти призводить до зростання гідравлічних втрат у міжлопатеких каналах робочого колеса (переважно на тертя).

На рис. 4 наведені графіки залежності досяжного коефіцієнту напору (рис. 4а) та максимального значення ККД робочого колеса (рис. 4б) від значення густоти периферійної ґратки. Як бачимо при збільшенні значень густоти периферійної ґратки лопатей значення коефіцієнту подачі, яке відповідає максимальним значенням

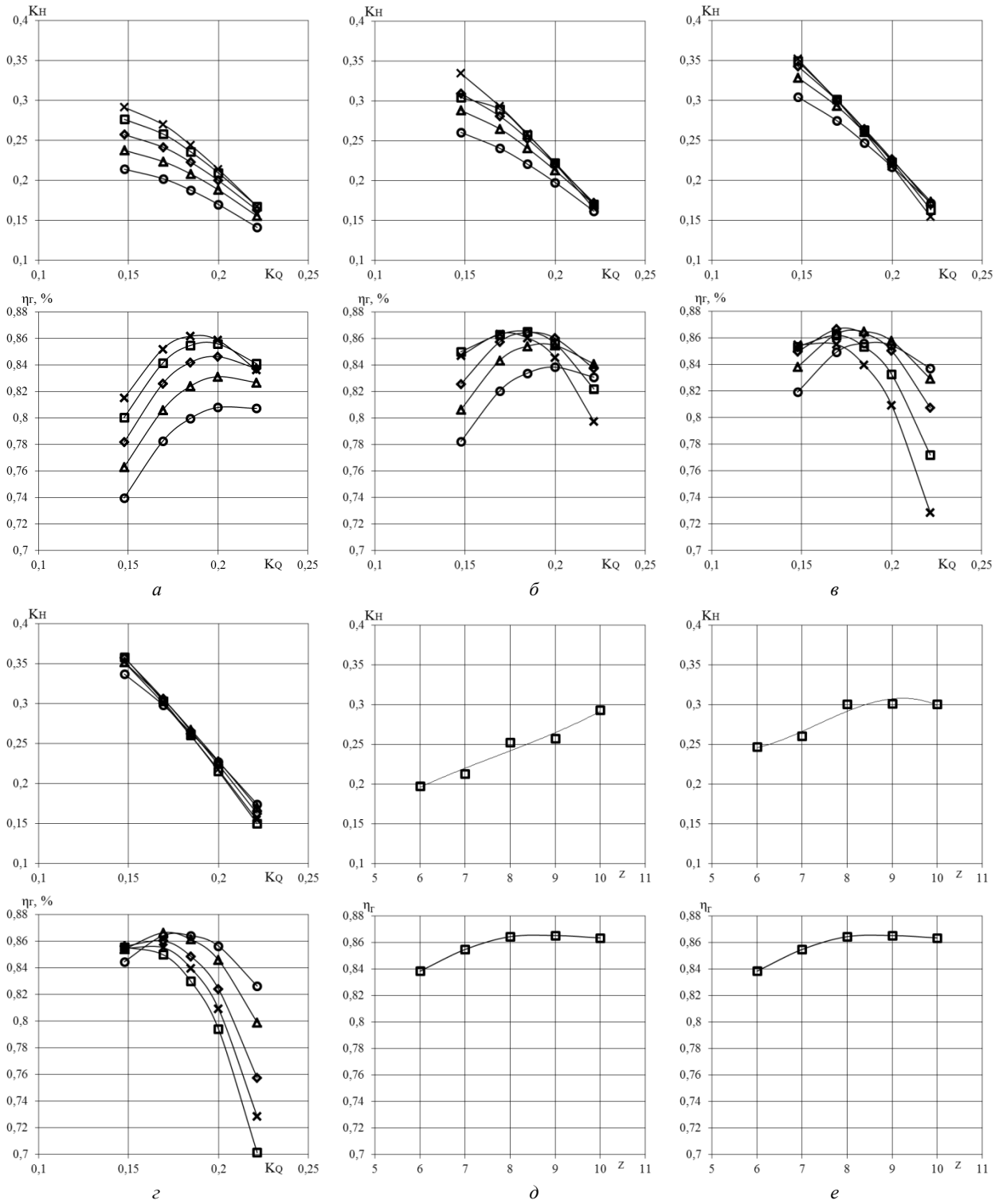


Рис. 3. Напірні та енергетичні характеристики робочих коліс з а) з відносною довжиною $\bar{L} = 0,8$, б) $\bar{L} = 1,0$, в) $\bar{L} = 1,2$, з) $\bar{L} = 1,4$, д) максимальні значення ККД та відповідні їм значення коефіцієнта напору в залежності від кількості лопатей робочого колеса при $\bar{L} = 1,0$, е) максимальні значення ККД та відповідні їм значення коефіцієнта напору в залежності від кількості лопатей робочого колеса при $\bar{L} = 1,2$

На графіках позначено:

- $z=6$;
- ◇ $z=7$;
- △ $z=8$;
- $z=9$;
- × $z=10$.

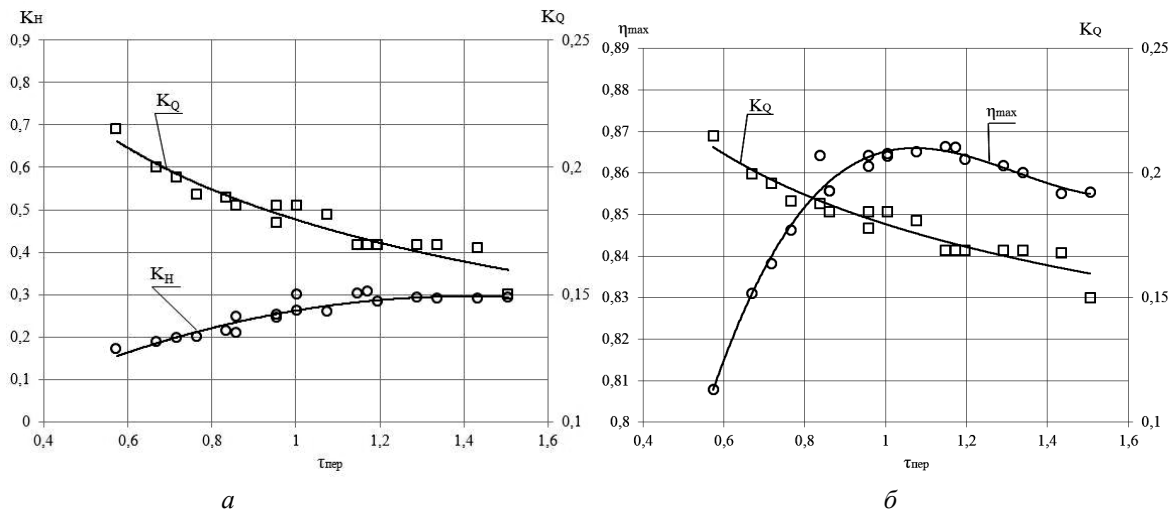


Рис. 4. а) Залежності коефіцієнта напору від значення густоти периферійної ґратки, б) графік залежності максимального значення ККД робочого колеса від значення густоти периферійної ґратки

ККД зменшується, а коефіцієнт напору – збільшується, асимптотично наближаючись до значення 0,3.

Наведені на рис. 4 значення коефіцієнта напору дещо вищі за ті, які наводяться у літературних джерелах (наприклад [13]) в якості граничних для осьових насосів. Даний факт можливо пояснити використанням при чисельному моделюванні ідеалізованих геометричних моделей та моделей течії, що є лише наближенням до реальних процесів у міжлопатевих каналах осьового робочого колеса. У реальній конструкції насосу при неминучих технологічних неточностях виготовлення, наявності у загальному випадку нерівномірного поля швидкостей на вході в насос та інших факторів вказані значення коефіцієнтів напору ймовірно є недосяжними та недоцільними для використання в якості номінальних.

У подальшому планується провести аналіз наведених вище результатів з урахуванням змін в дифузорності міжлопатевих каналів робочого колеса та отримання оптимального діапазону її значень для досягнення максимального ККД, про що буде повідомлено у наступних публікаціях. Доцільним також виглядає подальше продовження даного дослідження з використанням осьових робочих коліс зі змінними втулковим відношенням та кутом встановлення лопатей для отримання рекомендацій по вибору густоти периферійної ґратки лопатей при різних співвідношеннях меридіональної та колової швидкостей.

Насамкінець зазначимо, що область застосування наведених вище результатів на нашу думку дещо ширша, ніж власне свердловинні насоси. З відповідними обмеженнями їх можливо використовувати також при проектуванні осьових проточних частин маловитратних нагнітальних турбомашин, які працюють в умовах, що дозволяють знехтувати стискуваністю робочого середовища.

Висновки

1. При збереженні сучасних тенденцій в насособудуванні в області водопостачання значні перспективи має створення осьових проточних частин низької швидкохідності, які мають достатньо високий гідравлічний ККД та можуть забезпечувати відносно великі подачі при мінімальних радіальних габаритах, що є визначальним фактором для свердловинних насосів.

2. В результаті виконання чисельного моделювання для серії осьових РК встановлено, що ККД осьового малогабаритного робочого колеса низької швидкохідності визначальним чином залежить від периферійної густоти лопатевої ґратки.

3. Визначено оптимальний діапазон значень густоти периферійної ґратки лопатей РК низької швидкохідності, який відповідає $\tau = 0,95 \dots 1,25$. Більші значення слід обирати за потреби забезпечити підвищений коефіцієнт напору.

4. «Граничним» значенням густоти периферійної ґратки лопатей робочого колеса можливо вважати орієнтовно $\tau_{\text{пер}} = 1,3 - 1,32$. Подальше її збільшення незалежно від способу не дозволяє отримати більших значень коефіцієнта напору, а лише призводить до зниження ККД та зміщення його максимуму в область низьких подач.

Анотація. Рассмотрены особенности выбора геометрических параметров лопастной решетки малогабаритного осевого рабочего колеса погружного скважинного насоса низкой быстроходности. Представлены результаты численного эксперимента, выполненного в программном продукте ANSYS CFX университетской версии, который включал в себя исследования количества лопастей рабочего колеса, значений его осевой длины, значений густоты периферийной решетки осевого рабочего колеса и их влияние на экономичность ступени.

Ключевые слова: осевой насос, артезианское водоснабжение, погружной скважинный насос, численное моделирование

Abstract. Purpose. Determining the range of optimal values of peripheral density of the blade cascades of an axial impeller with low specific speed ($ns \approx 300$) by means of numerical simulation.

Design/methodology/approach. Series of small-sized axial impellers were designed, in which the relative axial length changed at 0.8, 1.0, 1.2, 1.4 from the base axial length and the number of blades changed from 6 to 10. Hub/tip ratio and blade setting angle of the impeller remained unchanged. Numerical simulation in the software ANSYS CFX was conducted and dependences of head and the hydraulic efficiency from flow rate were obtained.

Findings. The optimum range of values of the density of the blade cascades of an axial impeller with low specific speed was obtained, which corresponds to $\tau = 0,95 \dots 1,25$. Higher values should be chosen as needed to provide high pressure ratio.

Originality/value. Obtained limiting value of density of the blade cascades of an axial impeller can be used in the design of axial turbomachinery with low flow rate at work on an incompressible medium.

Keywords: Axial impeller, Pump stage, Submersible pump, Water supply

1. *Proceedings of the 4th international meeting on Cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems IAHR-WG 2011* /edited by: A. Gajic, M. Benisek, M. Nedeljkovic// Investigation of small-sized axial-flow stage of a borehole pump for water supply/ A. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun – Belgrade: University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, 2011. – P.143 – 150
2. *A. Gusak Energy-efficient borehole pumps based on axial stages of low specific speed* / A. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun // MOTROL 12d, 2010. – p. 45-54.
3. *Yevtushenko A., Yelin A., Lilak N., Tverdokhlebl I. Multistage Submersible Axial-Flow Pump. Patent application №10607686 from 26.06.2003 (USA)*
4. *Пат. 57771 Україна, МПК F04D 3/00 Насос багатоступеневий осьовий/ Каплун І.П.; заявник та патентовласник Сумський державний університет. - № u201010364; заяв. 25.08.2010; опубл. 10.03.2011, бюл. № 5*
5. *О.Г. Гусак Перспективи використання осьових насосів для артезіанського водопостачання/ О.Г. Гусак, О.А. Демченко, І.П. Каплун// Промислова гідраліка та пневматика. – 2010. - №4(30). – С. 8-11.*
6. *Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт. Справочное пособие. – М.: "Машиностроение", 1977. - 184 с.*
7. *Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование /Михайлов А.К., Малушенко В.В. – М., «Машиностроение», 1977. – 288с.*
8. *А.Н. Папир Осевые насосы водометных движителей (основы теории и расчета) /А.Н. Папир. – Л.: "Судостроение", 1985. - 242 с.*
9. *О.Г. Гусак Порівняльний аналіз методик проектування протічних частин осьових насосів/ О.Г. Гусак, О.А. Демченко, І.П. Каплун// Наукові праці ДонНТУ. Серія гірничо-електромеханічна. – 2011.- Вип. 21(189). – С. 44-58*
10. *Довжик С.А. Исследование по аэродинамике осевого дозвукового компрессора // Труды ЦАГИ, вып. 1099. М.: ЦАГИ, 1968, - 279 с.*
11. *Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение. – М.: Машиностроительная литература, 1960. – 463 с.*
12. *Лопастные насосы : справочник / [Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А.] ; [общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А.Умова.] – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.*
13. *Грянко Л.П. Лопастные насосы / Грянко Л.П., Папира А.Н. – Л.: Машиностроение, 1975. – 432 с.*
14. *ANSYS CFX 10.0 SolverModels. Release 10.0 [Электронный ресурс], 2008. - 549p. - Режим доступа: <http://www.ansys.com>.*

REFERENCES

1. *A. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun Proceedings of the 4th international meeting on Cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems IAHR-WG 2011. Edited by: A. Gajic, M. Benisek, M. Nedeljkovic. Investigation of small-sized axial-flow stage of a borehole pump for water supply. Belgrade: University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, 2011. P.143 – 150*
2. *A. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun Energy-efficient borehole pumps based on axial stages of low specific speed. MOTROL 12d, 2010. p. 45-54.*
3. *Yevtushenko A., Yelin A., Lilak N., Tverdokhlebl I. Multistage Submersible Axial-Flow Pump. Patent application. No. 10607686 from 26.06.2003 (USA)*
4. *Kaplun I.P. Nасos багатоступеневий осовий [Multistage axial-flow pump]. Patent Ukrainy no u201010364. 10.03.2011.*
5. *O.G. Gusak, O.A. Demchenko, I.P. Kaplun, Promislova gidravlika ta pnevmatika, 2010, no 4(30), pp. 8-11.*
6. *Krupnyie osevyie i tsentrobezhnyie nasosyi. Montazh, ekspluatatsiya i remont. Spravochnoe posobie (Large axial and centrifugal pumps. Installation, maintenance and repair. A Reference Guide). Moscow: Mashinostroenie, 1977,184 p.*
7. *Mihaylov A.K., Maluyshenko V.V. Lopastnyie nasosyi. Teoriya, raschet i konstruirovanie (Vane pumps. Theory, calculation and design). Moscow: Mashinostroenie, 1977, 288p*
8. *A.N. Papir Osevyie nasosyi vodometnih dvizhiteley (osnovyi teorii i rascheta) (Axial pumps water-jet propulsion (basic theory and design)). Leningrad: Sudostroenie, 1985, 242 p.*
9. *O.G. Gusak O.A. Demchenko, I.P. Kaplun, Naukovi pratsi DonNTU. Seriya girmicho-elektromehanichna, 2011, no 21, pp. 44-58.*
10. *Dovzhik S.A. Issledovanie po aerodinamike oseвого dozvuukovogo kompressora (The study of the aerodynamics of subsonic axial compressor). Moscow: TsAGI, 1968, 279p.*
11. *Stepanov A.I. Tsentrobezhnyie i oseve nasosyi. Teoriya, konstruirovanie i primenenie (Centrifugal and axial flow pumps. The theory, design and use). Moscow: Mashinostroitelnaya literatura, 1960, 463 p.*
12. *Zimnitskiy V.A., Kaplun A.V., Papir A.N., Umov V.A Lopastnyie nasosyi: cpravochnik (Blade Pumps: Handbook). Leningrad: Mashinostroenie, 1986, 334 p.*
13. *Gryanko L.P., Papir A.N Lopastnyie nasosyi (Blade pumps). Leningrad: Mashinostroenie, 1975, 432 p.*
14. *ANSYS CFX 10.0 SolverModels. Release 10.0 [Elektronnyiy resurs], 2008. 549p. Rezhim dostupa: <http://www.ansys.com>.*