

ГЕОТЕХНІЧНА І ГІРНИЧА МЕХАНІКА, МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.65

І.П. Каплун¹, канд. техн. наук, доц.,
М.Б. Оприско¹,
А. Рупрехт²

1 – Сумський державний університет, м.Суми, Україна,
e-mail: kalun@pgm.sumdu.edu.ua
2 – Університет Штутгарту, м.Штутгарт, Німеччина,
e-mail: ruprecht@ihs.uni-stuttgart.de

АНАЛІЗ НАПРЯМІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОСЬОВИХ СТУПЕНІВ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСІВ

I.P. Kaplun¹, Cand. Sci. (Tech.), Assoc. Prof.,
M.B. Oprysko¹,
A. Ruprecht², Dr. Ing.

1 – Sumy State University, Sumy, Ukraine,
e-mail: kaplun@pgm.sumdu.edu.ua
2 – University of Stuttgart, Stuttgart, Germany
e-mail: ruprecht@ihs.uni-stuttgart.de

ANALYSIS OF THE WAYS OF INCREASE OF BOREHOLE PUMP AXIAL STAGES EFFECTIVENESS

Мета. Визначення перспективних шляхів підвищення ефективності малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності, розробленого для використання в артезіанських свердловинних насосах для водопостачання.

Методика. Розглянутий загальний баланс енергії малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса низької швидкохідності та виконаний аналіз за видами втрат енергії у ньому, зокрема розрахунковим способом визначені співвідношення різних видів втрат і виділені найбільш вагомими з них. Отримані результати співставленні з даними чисельного моделювання та даними експериментального дослідження.

Результати. Виявлено, що гідравлічні втрати в малогабаритному осьовому ступені низької швидкохідності майже на порядок перевищують інші види втрат і їх зменшення можливо вважати перспективним напрямом підвищення ефективності ступеня. Запропоновано зниження гідравлічних втрат та зменшення осьового зусилля на роторі насоса за рахунок уведення додатної закрутки на вході до робочого колеса ступеня.

Наукова новизна. Наукова новизна полягає в обґрунтуванні доцільності зниження кутів встановлення лопатей робочого колеса малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса для зниження гідравлічних втрат у його каналах.

Практична значимість. Використання запропонованого шляху для підвищення енергетичної ефективності малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності дозволить створити нове енергоефективне насосне обладнання для підйому питної води з артезіанських свердловин.

Ключові слова: *свердловинний насос, малогабаритний осьовий ступінь, баланс енергії, енергоефективність, чисельне моделювання*

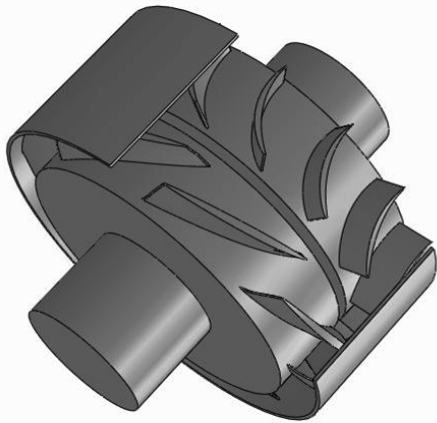
Постановка проблеми. За визначенням академіка В.І. Вернадського вода є „найціннішим природним мінералом“, що „створює все життя людини“. Усі ми майже на 80% складаємося з води і не можемо обходитися без неї тривалий час. В Україні в результаті забруднення поверхневих вод проблема забезпечення населення якісною питною водою щороку загострюється, що збільшує значення підземних вод з артезіанських свердловин. Для підйому води зі свердловин використовуються, в основному, багатоступінчасті насоси динамічного типу. Аналіз змін параметрів типорозмірних рядів свердловинних насосних

агрегатів європейських фірм-виробників за останні роки [1] вказує на стійку тенденцію до збільшення подачі насосів при одночасному зменшенні їх діаметрального габариту. Зазначена тенденція ймовірно спричинена різким підвищенням вартості будівництва та облаштування свердловини при збільшенні її діаметру. Крім того використання насосів з відносно високою подачею дозволяє зменшити на 10–12%, по відношенню до об'єму видобутої води, експлуатаційні затрати, витрати на трубну мережу та амортизацію обладнання тощо. Відповідно, актуальним і перспективним напрямом розвитку свердловинного насосного обладнання є створення багатоступеневих насосів зі зменшеними діаметральними розмірами та

© Каплун І.П., Оприско М.Б., Рупрехт А., 2014

підвищеною подачею при збереженні високого рівня їх ККД. У зазначених умовах перспективними є малогабаритні осьові ступені низької швидкохідності, розроблені на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки СумДУ [2, 3], що складаються з робочого колеса (РК) і статорного апарату (СА) (рис. 1, табл. 1). Аналіз результатів експериментальних та чисельних досліджень [4], що виконувалися при створенні типорозмірного ряду зазначених ступенів, з одного боку, підтвердив їх перспективність для використання у свердловинних насосах, а з іншого – дозволив обґрунтувати доцільність робіт з подальшого підвищення рівня їх ККД для використання повною мірою потенціалу, закладеного в конструкції.

джен [4], що виконувалися при створенні типорозмірного ряду зазначених ступенів, з одного боку, підтвердив їх перспективність для використання у свердловинних насосах, а з іншого – дозволив обґрунтувати доцільність робіт з подальшого підвищення рівня їх ККД для використання повною мірою потенціалу, закладеного в конструкції.



а



б

Рис. 1. Малогабаритний осьовий ступінь низької швидкохідності: тривимірний модель (а) та дослідний зразок робочого колеса (б)

Таблиця 1

Параметри одного зі ступенів з типорозмірного ряду (позначення за ДСТ 9366—80)

Параметри	Значення
Коефіцієнт подачі, k_q	0,185
Коефіцієнт напору, k_h	0,249
Коефіцієнт швидкохідності, n_s	267
Частота обертання, n , об/хв	2910
Умовний габарит свердловини, дюйми	8

Зазначимо, що для свердловинного насоса вартість спожитої електроенергії може становити до 85% сукупних витрат за весь термін служби, що визначає підвищені вимоги до рівня енергоефективності даного типу обладнання. Іншою особливістю свердловинних насосів у порівнянні з поверхневими є малорозмірність їх робочих органів (для переважно використовуваних типорозмірів $D_2 < 200$ мм), що має наслідком підвищення впливу відносної шорсткості поверхонь проточної частини (ПЧ) та величини зазорів на рівень втрат і, відповідно, зниження рівня загального ККД.

Аналіз останніх публікацій. Визначенню максимального рівня ККД, досяжного для відцентрових насосів, приділяється значна увага як зі сторони науковців, так і зі сторони представників виробників насосного обладнання. Зокрема, Європейська асоціація виробників насосного устаткування Eurorimp періодично публікує керівні документи, в яких детально розглядаються, у тому числі, і питання досяжного рівня ККД для відцентрових насосів (наприклад [5]), що має допомагати розробникам створювати енергоефективне обладнання в рамках виконання відповідних Директив Євросоюзу.

Для осьових насосів у зазначеному напрямі авторам відомі лише окремі праці (роботи О.О. Ломакіна) для традиційних конструкцій (одноступеневе виконання, $n_s \approx 500 \div 800$), де зазначається, зокрема, що максимально досяжний ККД для них може досягати $\eta_{max} = 90 \div 92\%$. Для малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності, досвід використання яких у багатоступеневих насосах обмежується одиничними зразками (О.О. Ломакін), дані щодо досяжного рівня ККД та можливих шляхів його підвищення не виявлені, і їх, вочевидь, необхідно отримувати самостійно.

Постановка задачі дослідження. З огляду на вищевикладене, першочерговою задачею дослідження можливо вважати виконання аналізу балансу енергії малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності свердловинного насоса з визначенням найбільш перспективних напрямів скорочення втрат як у його проточній частині, так і в допоміжних трактах. На наступному етапі доцільним є проведення комплексної оцінки перспективних напрямів з попереднім визначенням рівня ККД, якого можливо досягнути у ступені, що розглядається.

Викладення основного матеріалу дослідження. Перш ніж зосередитися на аналізі балансу енергії, необхідно звернути увагу на ряд особливостей малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності, а саме:

1) ступінь призначений для використання у складі багатоступінчатого насоса та є проміжним. Відповідно, РК ступеня працює в періодично змінному тривимірному потоці, що формується при взаємодії рідини з ґраткою СА попереднього ступеня, а потік у СА піддається впливу РК наступного ступеня. Як наслідок, основні показники (у тому числі ККД) проміжного ступеня відрізняються вбік зниження від характеристик одиночного ступеня;

2) ступінь є малорозмірним (для типорозмірного ряду $D_2 < 175$ мм). Відповідно, за рахунок зростання відносного розміру радіального зазору над лопатями РК та відносної шорсткості поверхні каналів ПЧ ККД ступеня буде мати понижене значення в порівнянні з більш крупними осьовими насосами;

3) приймаючи до уваги низьку швидкохідність ступеня (на рівні $n_s \approx 300$), що визначає відносно велике втулкеве відношення (до $d_{вт} \approx 0,85$) та низькі значення відносного подовження лопаті РК ($h/d < 0,15$), можливо констатувати суттєве посилення негативного впливу відносного радіального зазору на показники та ефективність ступеня [3, 4].

Вищезазначене має результатом наявність істотної невідповідності між базовими теоретичними передумовами, що лежать в основі традиційних для насособудування підходів (О.О. Ломакін), і реальною картиною течії у ступені [3, 4]. Відповідно, використання гідродинамічних принципів оптимізації проточної частини, призначених для повнорозмірних осьових насосів, вимагає, у даному випадку, певної обережності.

Проаналізуємо склад і відносний вклад різного виду втрат у баланс енергії ступеня, що розглядається. Як відомо з робіт О.О. Ломакіна, у загальному випадку, втрати в насосному ступені поділяються на об'ємні, механічні та гідравлічні.

Об'ємні втрати через радіальний зазор між лопатями і камерою РК осьового насоса у практиці насособудування традиційно відносять до гідравлічних втрат (О.О. Ломакін). Причиною такої класифікації є вирішальний вплив витоків рідини через зазор на обтікання периферійної ділянки лопаті та формування так званого комплексу кінцевих явищ. Тому в подальшому об'ємні втрати в малогабаритному осьовому ступені розглядаються виключно як об'ємні втрати через міжступеневе ущільнення. Втрати зазначеного виду можливо спрощено розрахувати за формулою [6]

$$q = \mu 2\pi r_1 \delta \sqrt{2gh},$$

де μ – коефіцієнт витрати ущільнення; r_1 – радіус ущільнюючої поверхні; δ – зазор в ущільненні; h – напір, що втрачається на ущільненні.

Аналізуючи наведений вираз, розглянемо можливі шляхи для зменшення витоків при заданому напорі та геометричних розмірах ущільнення: зменшення зазору та зменшення коефіцієнту витрати ущільнення.

Зменшення зазору обмежене з технологічних і експлуатаційних міркувань та не надає суттєвих переваг, так як може привести до підвищення вартості

його виготовлення та зниження надійності насоса. Останнє є недопустимим, оскільки свердловинні насоси експлуатуються в обмежених умовах свердловин і малодоступні для оцінки технічного стану та обслуговування.

Зменшення коефіцієнту витрати ущільнення може бути отримане за рахунок подальшого ускладнення його конструкції, що також небажано.

Джерелом механічних втрат у ступені є тертя рідини об поверхню втулки РК і ущільнення (або радіальної опори валу). Значення втрат на тертя об поверхню втулки РК можливо оцінити за формулою для розрахунку дискового тертя (О.О. Ломакін)

$$N_{вт} = 2 C_f \rho r_2^5 \omega^3,$$

де C_f – коефіцієнт тертя; ρ – густина рідини; r – радіус зовнішньої поверхні диска; ω – кутова швидкість.

Втрати на тертя в опорах та ущільненнях можуть бути розраховані за формулою, що дана в роботах О.О. Ломакіна

$$N_{ущ} = \frac{1}{32} \lambda \rho l r_1^4 \omega^3,$$

де λ – коефіцієнт опору тертя; l – довжина циліндричної поверхні.

Аналізуючи наведені вирази, зазначимо, що при заданих геометричних співвідношеннях (втулковому відношенні РК, довжині й діаметрі ущільнення) та частоті обертання валу, практично, єдиним напрямом для зниження втрат є зниження коефіцієнтів тертя поверхонь, що взаємодіють з рідиною. Останнє означає підвищення вимог до процесу виготовлення насоса та зростання його вартості при досить скромних резервах підвищення ефективності.

Під гідравлічними втратами в загальному випадку прийнято розглядати втрати на тертя та на вихорутворення у проточній частині насоса. Оцінка даного виду втрат є найбільш складною, так як експериментальне їх визначення пов'язане зі значними труднощами, а надійних методів розрахунку до теперішнього часу не розроблено. На практиці визначення гідравлічного ККД, найчастіше, здійснюється шляхом виділення його із загального енергетичного балансу

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\eta}{\eta_{об} \cdot \eta_{м}},$$

де η – повний ККД; $\eta_{об}$ – об'ємний ККД; $\eta_{м}$ – механічний ККД.

Виконавши узагальнений підрахунок за наведеними вище формулами для різних видів втрат для ступеня, параметри якого наведені в табл. 1, та виконавши результати експериментального дослідження [3,4], отримаємо наступне співвідношення втрат у загальному балансі (табл. 2): об'ємні втрати ≈ 1 %; механічні ≈ 2 %; гідравлічні ≈ 16 %. Таким чином, об'ємні та механічні втрати в осьовому ступені низької швидкохідності не є визначальними, а основним резервом підвищення його ефективності є зниження гідравлічних втрат.

Приймаючи до уваги, що вищенаведені розрахункові результати для об'ємного та механічного ККД мають оціночний характер, було прийняте рішення виконати чисельне моделювання ПЧ ступеня з допоміжними трактами (передньою й задньою пазухами РК та міжступеневим ущільненням). Перевагою зазначеного способу отримання даних є можливість визначити всі складові (у тому числі й гідравлічні втрати) балансу енергії ступеня.

Чисельне моделювання виконувалося в комп'ютерному центрі Інституту гідромашин Університету Штутгарту за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Чисельне моделювання у вказаному програмному продукті проводилося шляхом розв'язання системи рівнянь (1), що описують найбільш загальний випадок руху рідини – рівнянь Нав'є-Стокса та нерозривності.

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

Моделювання турбулентних течій рідини здійснювалося за допомогою системи осереднених рівнянь Рейнольдса, для замикання котрих використовувалася стандартна k-ε модель турбулентності. При виконанні розрахунків використовувалася повна багатозв'язна модель ПЧ (рис. 2), що складалася з трьох послідовно розташованих ступенів із включеними до розрахунку допоміжними трактами (пазухи РК та міжступеневе ущільнення). Побудова структурованих сіток виконувалася за допомогою програмних продуктів TurboGrid та IcemCFD. Для перевірки незалежності результатів моделювання від параметрів розрахункової сітки виконувалося порівняння інтегральних параметрів проміжного ступеня, отриманих для різної кількості комірок (рис. 4). Було виявлено, що при кількості комірок більше 0,73 млн різниця в результатах не перевищує 1%, тому в подальшому розрахункові сітки з більшою густиною не використовувалися. Величина змінної u^+ знаходилася в межах від 10 до 100, що відповідає рекомендаціям, наведеним у керівництві користувача для використовуваного програмного продукту.

Моделювання виконувалося при стаціонарній постановці, тип застосовуваної граничної умови на поверхнях інтерфейсу між роторними та статорними областями – Stage. В якості граничної умови на вході до розрахункової області задавалася масова подача, а на виході – статичний тиск. Для всіх стінок розрахункової області задавалися умови рівності нулю нормальної (умова „непроникності“) та дотичної (умова „прилипання“) складових швидкостей рідини.

У результаті чисельного моделювання для оптимального режиму було отримане значення напору ступеня, потужності, що ним споживається, та розраховане значення повного ККД. Додатково визначалися об'ємні втрати через міжступеневе ущільнення ступеня та значення потужності, що втрачається на

тертя рідини об поверхню втулок РК і в ущільненні, після чого обчислювалися дані для табл. 2 за методикою, викладеною в роботах О.О. Ломакіна.

Відповідно до даних табл. 2, спостерігається добре узгодження результатів розрахунків, експериментального дослідження та чисельного моделювання. Різниця між значеннями гідравлічних втрат та ККД для різних способів отримання даних, імовірно, спричинена геометричними неточностями, що неминуче супроводжують виготовлення дослідного зразка, а також похибками експерименту.

Таким чином, результати чисельного моделювання (табл. 2) підтверджують зроблений вище висновок щодо того, що гідравлічні втрати у ступені мають значення майже на порядок більше за інші види втрат.

Таблиця 2

Аналіз балансу енергії малогабаритного осьового ступеня

Значення, %	Складові балансу енергії малогабаритного осьового ступеня		
	Розрахунок за формулами О.О.Ломакіна	Експериментальне дослідження [3,4]	Чисельне моделювання
Загальна потужність	-	100*	100*
Об'ємні втрати	1	-	0,4
Механічні втрати	2	-	2,1
Гідравлічні втрати	16	-	14,7
Корисна потужність	-	81	82,8

*– величина потужності, що споживається ступенем, прийнята за базу в кожному стовпчику таблиці окремо (усі інші величини віднесені до неї)

Відповідно, при виконанні в подальшому дослідження, спрямованого на підвищення ефективності ступеня, основну увагу слід приділити зменшенню саме гідравлічних втрат у його ПЧ. Приймаючи до уваги високу реактивність ступеня (її значення можуть досягати 0,85 у межах типорозмірного ряду), очевидно є вирішальна роль РК у розподілі відносних величин втрат енергії у ступені. Для гідравлічних втрат в осьовому РК загальноприйнятим вважається розгляд їх як суми профільних, шпаринних, кінцевих та вторинних втрат (О.О. Ломакін). У той же час очевидно є певна умовність такого поділу: виокремлення різних видів гідравлічних втрат у РК є проблематичним із-за значної складності картини течії у його міжлопатевих каналах (рис. 3, б). При здійсненні робочого процесу у ПЧ РК ступеня формується складна система вихорів, які, унаслідок його низької швидкохідності, навіть на оптимальному режимі здійснюють суттєвий вплив на картину течії та показники ступеня.

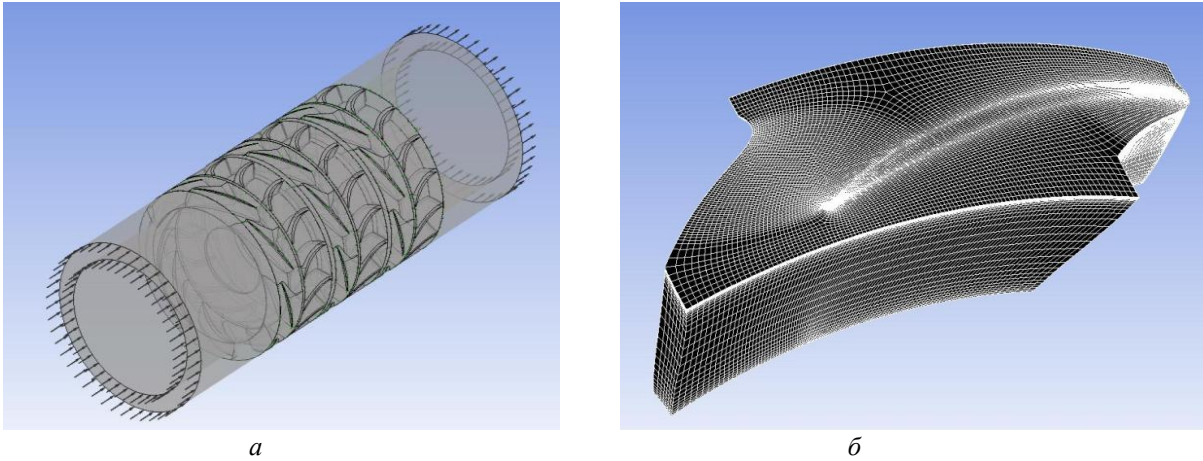


Рис. 2. Розрахункова область для чисельного моделювання малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності (а) та приклад розрахункової сітки для РК (б)

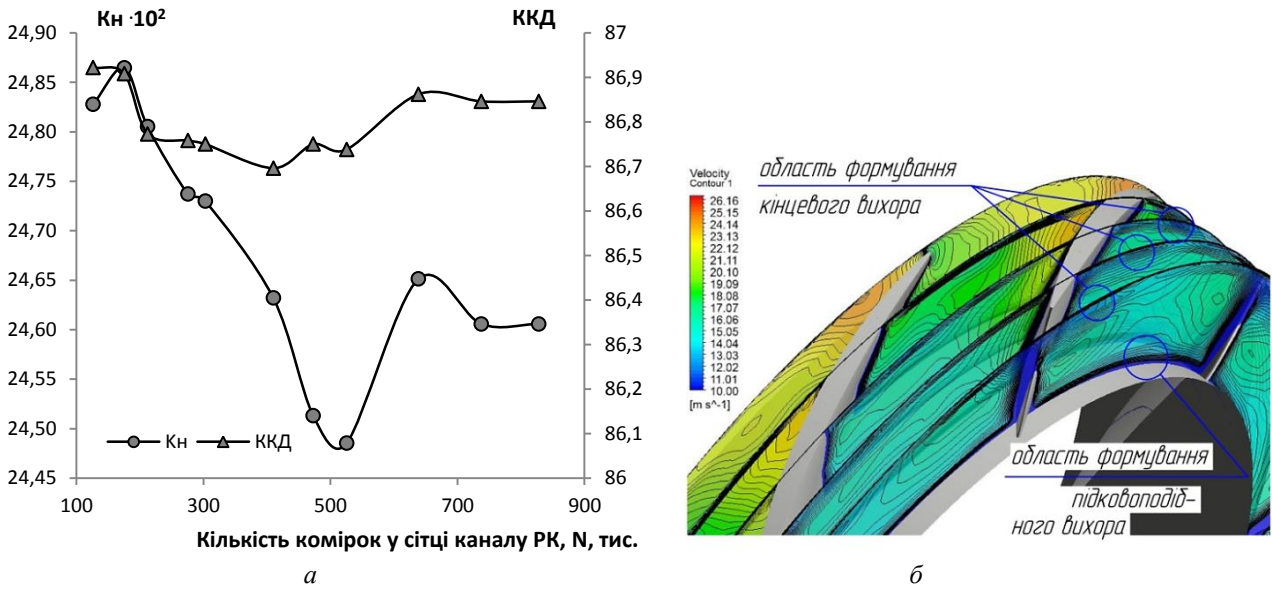


Рис. 3. Перевірка сіткової незалежності інтегральних результатів чисельного моделювання (а) та розподіл ізольованої відносної швидкості в поперечних перерізах каналів ПЧ РК ступеня (б)

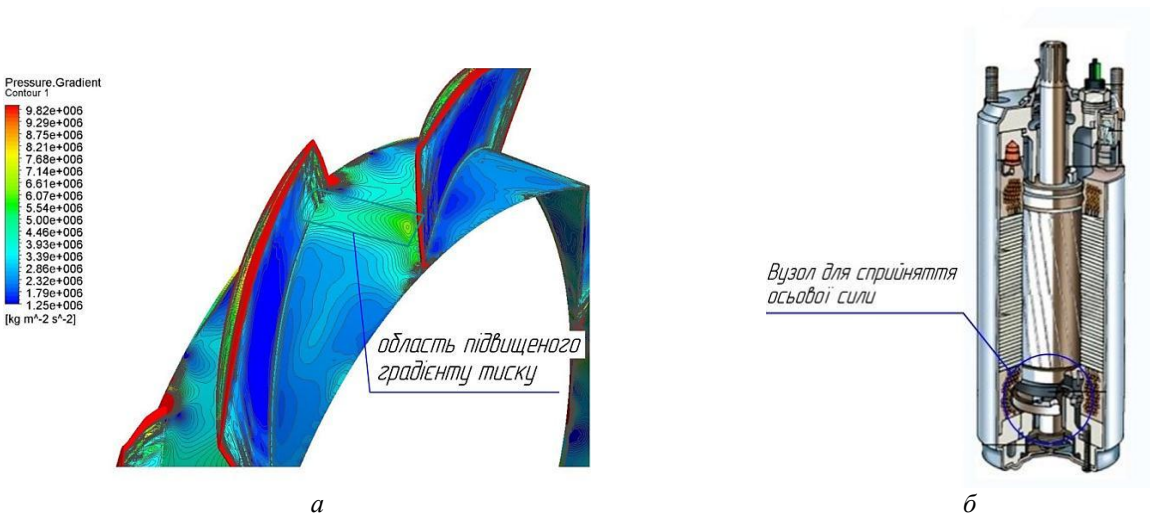


Рис. 4. Розподіл градієнту статичного тиску на поверхні ПЧ РК ступеня (а) та розріз заглибного електродвигуна (б) свердловинного насоса фірми Franklin Electric (Німеччина)

Загальне уявлення щодо розподілу гідравлічних втрат у ПЧ РК ступеню можливо отримати з ізоліній відносної швидкості у його перерізах (рис. 3, б), приймаючи до уваги пропорційність величини втрат її квадрату. Найвищі значення відносної швидкості спостерігаються в периферійній області лопатей поблизу входу до міжлопатевого дифузорового каналу. Унаслідок низької швидкохідності ступеня та, відповідно, високих кутів встановлення лопатей РК, для зазначених каналів характерна наявність так званого „скошеного зрізу“ та підвищеної дифузорності. Відповідно, при рівних інших умовах, зниження кута встановлення лопатей дозволить понизити й гідравлічні втрати у РК.

В арсеналі сучасних розробників гідродинамічного насосного обладнання одним з інструментів для визначення резервів для скорочення гідравлічних втрат у ПЧ РК насоса є розподіл градієнту статичного тиску в його каналах (рис. 4, а). Наявність зони підвищеного градієнту статичного тиску, розташованої практично впоперек міжлопатевого каналу, також можливо вважати додатковим аргументом на користь необхідності зниження його дифузорності.

Таким чином, аналіз результатів чисельного моделювання дозволяє зробити висновок про те, що одним з можливих засобів для зменшення величини гідравлічних втрат у ПЧ РК є зменшення кута встановлення його лопатей і зниження дифузорності міжлопатевого каналу.

Зауважимо, що при виконанні наведеного вище аналізу балансу енергії малогабаритного осьового ступеня не приймалася до уваги конструкція свердловинного насосного агрегату, яка може в певній мірі здійснювати вплив на показники насоса та ступеня зокрема. У „класичній“ (у сенсі найбільшого поширення) компоновці свердловинного насосного агрегату вузол сприйняття осьового зусилля розташований у нижній кришці привідного електродвигуна (рис. 4, б). Вали насоса та двигуна при роботі навантажені осьовим зусиллям, яке може досягати величини кількох кілоньютон, що є негативним явищем як з точки зору динаміки валів, так і з точки зору забезпечення надійності їх опор ковзання. Крім того робота вузла сприйняття осьового зусилля вимагає додаткових затрат потужності, що, за деякими даними, можуть складати до 2–3% від потужності насосного агрегату.

Таким чином, іншим резервом підвищення ефективності (уже не в рамках ступеня, а в рамках насосного агрегату) може бути зменшення осьового зусилля на РК ступеня, а, відповідно, і на роторі агрегату.

Узагальнюючи, можливо зробити висновок, що для підвищення ефективності малогабаритного осьового ступеня й насосного агрегату на його основі необхідно відшукати можливість одночасного зниження гідравлічних втрат у ПЧ (переважно у РК за рахунок зменшення кутів встановлення лопатей) та зниження осьового зусилля на роторі ступеня.

Одним з можливих шляхів розв'язання поставлених задач може бути використання ненульової величини закрутки потоку на вході до робочого колеса ступеня. Як відомо із робіт О.О. Ломакіна, закрутка потоку на вході до робочого колеса динамічного насоса дозволяє (у залежності від її знаку) зменшувати масогабаритні показники, змінювати форму кривих напірної та потужнісної характеристик, здійснювати регулювання машини тощо.

На наш погляд, у даному випадку перспективним є створення додатної (у напрямку обертання) закрутки на вході до РК. Тим самим, за рахунок зміни трикутника швидкостей на вході до РК, можливо зменшити кути встановлення його лопатей. Додатково зазначений захід дозволить знизити реактивність ступеня, розподіливши гідродинамічне навантаження між РК і СА більш рівномірно. Останнє створює передумови до зменшення осьового зусилля на роторі насоса. Крім того, уведення додатної закрутки на вході до РК надасть змогу активно впливати на рівень напору ступеня, а значить забезпечувати відповідність насосної продукції різноманітним вимогам споживачів з мінімальними втратами ефективності.

Якщо, урахувавши викладені вище особливості ступеня, дані табл. 2 та показники повнорозмірних осьових насосів (за розробками О.О. Ломакіна), прийняти максимальний досяжний гідравлічний ККД РК ступеня на рівні $\eta_r \approx 90\%$, то при застосуванні додатної закрутки можливо вважати досяжним загальний ККД ступеня на рівні $\approx 85\text{--}86\%$. Для порівняння зазначимо, що кращі серійні діагональні ступені свердловинних насосів зарубіжних фірм-виробників мають загальний ККД на рівні 82–83%.

Для перевірки вищенаведених припущень необхідне проведення окремого дослідження, спрямованого на визначення впливу величини закрутки на основні показники ступеня (пріоритетним серед яких є ККД), форму напірної та потужнісної характеристик тощо, яке має бути предметом наступних публікацій.

Висновки та перспективи розвитку напрямку.

Отримані результати дозволяють спрямувати роботу з підвищення ефективності малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності в найбільш перспективному напрямі, а саме – зниженні гідравлічних втрат у його ПЧ. Додатковим резервом підвищення ефективності насосного агрегату на основі зазначеного ступеня може бути зниження осьового зусилля на роторі свердловинного насоса.

Список літератури / References

1. Gusak, A., Demchenko, O. and Kaplun, I. (2012), “Application of Small-Sized Low Speed Axial Stages in Well Pumps for Water Supply”, *Procedia Engineering*, Vol. 39, pp. 35–42.
2. Пат. 57771 Україна, МПК11 F 04 D 3/00. Насос багатоступінчатий осьовий / Каплун І.П. (Україна); патентовласник Сумський держ. ун-т. – № U201010364; заявл. 25.08.2010; опубл. 10.03.2011, бюл. № 5.

Kaplun, I.P., (2011), Patent 57771 U, Ukraine, F 04 D 3/00, "Multistage axial pump".

3. Gusak, A., Demchenko, O. and Kaplun, I. (2011), "Investigation of small-sized axial-flow stage of a borehole pump for water supply", *Proc. of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems IAHR-WG 2011*, Belgrade: University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, October, 26–28, Belgrade, Serbia: edited by: A. Gajic, M. Benisek, M. Nedeljkovic, pp. 143–150.

4. Матвієнко О.А. Малогабаритний осьовий ступінь свердловинного насоса з підвищеною енергетичною ефективністю: автореферат дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук, спец.: 05.05.17 „Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати“ / О.А. Матвієнко. – Суми: СумДУ, 2013. – 20 с.

Matvienko, O.A. (2013), "Small-sized axial-flow stage of the borehole pump with increased energy efficiency", Abstract of the Cand Sci. (Tech.) dissertation, *Hydraulic Machinery and Pneumatic Pressure Aggregates*, Sumy State University, Sumy, Ukraine.

5. Attainable Efficiencies for Volute Casing Pumps. (1999), *The Europump Guides to Advanced Pumping Technology*, no. 2, Elsevier Advanced Technology.

6. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика / В.А.Марцинковский. – Сумы: Изд-во СумГУ, 2005. – 416 с.

Martsinkovskiy, V.A. (2005), *Shchelevye uplotneniya: teoriya i praktika* [Gap Seals: Theory and Practice], Publishing office of SSU, Sumy, Ukraine.

Цель. Определение перспективных путей повышения эффективности малогабаритной осевой ступени низкой быстроходности, разработанной для использования в артезианских скважинных насосах для водоснабжения.

Методика. Рассмотрен общий баланс энергии малогабаритной осевой ступени скважинного насоса низкой быстроходности и выполнен анализ по видам потерь энергии в ней, в частности, расчетным способом определены соотношения различных видов потерь и выделены наиболее значимые из них. Полученные результаты сопоставлены с данными численного моделирования и данными экспериментальных исследований.

Результаты. Обнаружено, что гидравлические потери в малогабаритной осевой ступени низкой быстроходности почти на порядок превышают другие виды потерь и их уменьшение можно считать перспективным направлением повышения эффективности ступени. Предложено снижение гидравлических потерь и уменьшение осевого усилия на

роторе насоса с помощью ввода положительной закрутки на входе в рабочее колесо ступени.

Научная новизна. Научная новизна заключается в обосновании целесообразности снижения углов установки лопастей рабочего колеса малогабаритной осевой ступени скважинного насоса для снижения гидравлических потерь в его каналах.

Практическая значимость. Использование предложенного пути для повышения энергетической эффективности малогабаритной осевой ступени низкой быстроходности позволит создать новое энергоэффективное насосное оборудование для подъема питьевой воды из артезианских скважин.

Ключевые слова: скважинный насос, малогабаритная осевая ступень, баланс энергии, энергоэффективность, численное моделирование

Purpose. Determination of promising ways of raising the efficiency of the small-sized axial-flow stages with low specific speed designed for use in artesian borehole pumps for water supply.

Methodology. We have considered the general energy balance of the small-sized axial-flow stage with low specific speed and analyzed the types of energy loss in it. The ratio of different types of losses has been determined by calculation method, and the most important between them have been identified. The results have been compared with the data received by numerical simulation and experiment.

Findings. It was found that the hydraulic losses in the small-sized axial-flow stage with low specific speed are almost by an order of magnitude higher than other types of losses. Their reduction can be considered as a promising way of increase of the efficiency of the stage. We have proposed to achieve lower values of hydraulic losses and reduce the axial force on the rotor of the pump by positive liquid rotation at the entrance of the impeller input.

Originality. We have substantiated the effectiveness of the impeller blade installation angles reduce in the small-sized axial-flow stage with low specific speed to decrease the level of hydraulic losses in its channels.

Practical value. Application of the proposed ways to improve the energy efficiency of the small-sized axial-flow stage with low specific speed allows creating new energy-efficient pumps for lifting potable water from artesian wells.

Keywords: well pump, small-sized axial-flow stage, energy balance, energy efficiency, numerical simulation

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук В.А. Марцинковським. Дата надходження рукопису 15.06.13.