

О.М. Гулий, канд. техн. наук,
І.П.Каплуи, канд. техн. наук,
О.О. Шепеленко
Сумський державний університет

АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ РОБОЧИХ КОЛЕС З РОЗРІЗНИМИ ЛОПАТЯМИ В ОСЬОВИХ СТУПЕНЯХ ЗАГЛИБНИХ СВЕРДЛОВИНИХ НАСОСІВ

Приведен анализ результатов использования разрезных лопастей в пневматических и гидравлических машинах в общем, а так же в решетках малогабаритных ступеней шнекового типа скважинных погружных насосов в частности.

The article presents the results of analysis possible variants of application of slotted blades in small-sized screw-type stages of submersible borehole pumps.

Вступ

Підвищення напору заглибного свердловинного насоса завжди було, є на даний момент і, як видно, залишиться в найближчому майбутньому однією з досить складних задач розробників обладнання цього типу. Особливу актуальність зазначеному питанню надає явна тенденція до збільшення об'ємів артезіанського водопостачання. Адже Україна є одним з самих маловодних регіонів Європи. Відомо [1], що майже 2/3 населення України використовують воду басейна Дніпра. Якість цієї води переважно відповідає 3–4 класу («забруднена» та «брудна» вода), а в деяких місцях вже знизилася до 5–6 класу («дуже брудна»). Усе це пов'язано з господарською діяльністю людини: на річці збудовано плотини та створено водосховища, річка вже не в змозі самоочишуватися; сюди ж потрапляють усі промислові стоки, дощами змиваються ядохімікати з полів, бруд та нафтопродукти з автомобільних доріг. Плюс наслідки Чорнобильської катастрофи та застарілі очисні споруди.

Зважаючи на вищесказане, для водопостачання населених пунктів та більшості промислових підприємств найкраще підходять підземні слабмінералізовані води (особливо артезіанські та джерельні). Для господарсько-питного водопостачання слід максимально використовувати ресурси підземних вод, які відповідають санітарно-гігієнічним вимогам.

За деякими оцінками [2] у загальному об'ємі міського та сільського водопостачання вода, яка видобувається із свердловин, займає близько 32%. У майбутньому в зв'язку з зростанням рівня забруднення відкритих водосховищ ймовірно ця частка збільшуватиметься.

У ступенях свердловинних насосів відцентрового типу максимальний напір неминуче обмежений можливою різницею радіусів входу та виходу рідини у робоче колесо: перший внаслідок обмеженого діаметра вала — з точки зору міцності; другий — внаслідок обмеження внутрішнього діаметра корпусу насоса для забезпечення його безаварійного опускання в свердловину.

Дане обмеження відсутнє в малогабаритних ступенях шнекового типу [3–5] у зв'язку з осьовим напрямком течії через протічну частину (радіальні переміщення рідини незначні).

Забезпечуючи у рамках умовних габаритів 5, 5А, 6 близькі до відцентрових значення напорів при більших відносних подачах [5], дані ступені (рис. 1) водночас з низкою компоновочних та технологічних переваг дають можливість отримати значне (за деякими даними до 1,5–2 разів) підвищення напірності за рахунок використання розрізних лопатей [6].

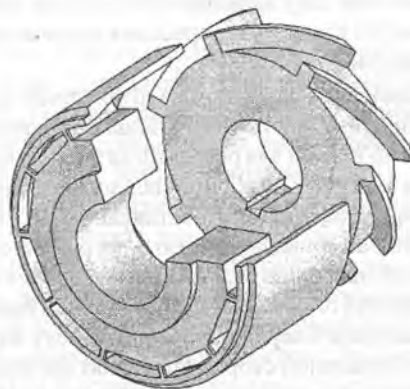


Рис. 1. Малогабаритний ступінь шнекового типу.

Основна частина

Перші широкомасштабні роботи з керування течією в пограничному шарі було здійснено в авіації при малих швидкостях польоту (злет– посадка), історичний пріоритет у цій області належить німецьким вченим, які працювали в цьому напрямку з 1920-х рр. [7]. Ними ж вперше було використано керування пограничним шаром в осьових компресорах авіаційних двигунів, розроблених у 1940-х рр. у Штутгарті [8].

В основі звернення до керування пограничним шаром заключено наступне. При роботі профілю на максимальних (передзривних) режимах пограничний шар через менші швидкості в ньому, ніж в основному потоці, не в змозі подолати високий додатний градієнт тиску на спинці профілю при великих кутах атаки. Відбувається зрив пограничного шару і зрив потоку з профілю, який супроводжується різким падінням підйомної сили і ростом опору (рис. 2).

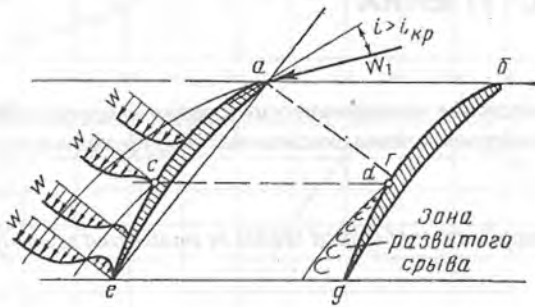


Рис. 2. Епюри швидкостей на поверхні профілю при зривному обтіканні [9].

З метою запобігання зриву (або його локалізації) власне й застосовують керування течією в пограничному шарі. Не зважаючи на різноманіття підходів, методи, які реально застосовуються, можна розділити на два напрями [9]:

- активне керування обтіканням, яке здійснюється або підводом у пограничний шар рідини від сторонніх джерел (тобто підводом енергії до потоку від іншої системи), або відсосом пограничного шару через проникну поверхню лопаток;
- пасивне керування обтіканням, при якому вплив на пограничний шар здійснюється шляхом перерозподілу енергії в потоці без внесення додаткової енергії від інших систем.

Очевидно, що у порівнянні з літальними апаратами турбомашини, які мають значну кількість лопатей, не є ідеальними об'єктами для реалізації активного керування обтіканням внаслідок різкого ускладнення їх конструкції. Значно більш перспективним виглядає застосування пасивних методів керування течією в пограничному шарі, зокрема розрізних лопатей, які реалізують ефект передкрилка-закрилка [10]. Дія такого типу лопатей базується на використанні енергії пербігу основного потоку через щілину з робочої (напірної) сторони профілю для підвищення енергії рідини в пограничному шарі на тильній стороні профілю. Вибігаючи із щілини з більшою швидкістю, ніж швидкість у пограничному шарі біля поверхні профілю в місці розташування щілини, потік підмішується до основної течії (рис. 3), що забезпечує безвідривне обтікання гратки при значно більших кутах атаки. Це дозволяє отримати «штучне збільшення циркуляції швидкості та підйомної сили понад величин, яких слід очікувати при заданому куті атаки та вихідній кривизні лінії току в умовах безвідривної течії» [8].

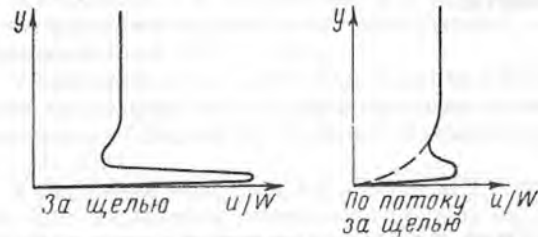


Рис. 3. Розвиток пограничного шару на поверхні при дії на течію струменя, який витікає з щілини [9].

Треба відзначити, що в літературі досить часто зустрічаються подвійні тлумачення, і розрізні лопаті називають тандемними або багаторядними. Вочевидь, найвдалішим можна вважати термін «розрізні», адже він підкреслює наявність щілини (розрізу), яка формує потік, що керує течією в пограничному шарі. До тандемних, або багаторядних, більш ґрунтовно відносити гратки, які лише розділяють більшу величину кута відхилення потоку на декілька профілів, що крокують одне за одним (без формування керуючої струмни), збільшуючи тим самим кут відхилення потоку без суттєвого збільшення втрат, оскільки навантаження на складові профілю знижено. Крім того, багаторядна решітка може у загальному випадку мати різне число лопатей в сусідніх вінцях.

Даний розподіл є достатньо умовним, однак необхідним для конкретизації предмету, який розглядається.

Використання розрізних лопаток в одноступеневому осьовому вентиляторі [11], дозволило, з одного боку, отримати дуже великі значення кутів повороту потоку в гратці (до 52°), а з іншого — збільшити значення максимального ККД до 94%. Такі високі показники були досягнуті за рахунок того, що наявність щілини дозволяє проектувати профілі із сприятливим розподілом тиску і ламінарним потоком на більшій частині поверхні навіть у випадку сильно вигнутих профілів. Нижня поверхня розрізної лопаті має «сток» (видалення пограничного шару), долаючи таким чином ділянку ламінарного потоку аж до вихідної кромки, що дозволяє значно знизити втрати на тертя. На верхній частині розрізної лопаті потік у пограничному шарі турбулізується в місці розташування щілини для полегшення руху без відриву вздовж поверхні іншого профілю. Суттєвим недоліком даної лопаті є високі вимоги до якості профілювання і виготовлення, а також досить вузький діапазон роботи з високою ефективністю.

Значно більший практичний інтерес становлять результати експериментального дослідження роботи ступенів зазначеного типу в складі рідинного насоса [12]. Зокрема, було отримано підвищення тиску в ступеню в складі насоса у порівнянні з роботою одного ступеня в 1,061 разів. Цей факт йде у розріз з відомим явищем зниження ступеня підвищення тиску ступенів осьових компресорів при роботі в складі багатоступінчастої машини внаслідок накопичення пограничного шару та викривлення розподілу швидкостей від входу до виходу. Отримані пояснюються впливом числа Рейнольдса та керуванням пограничним шаром у розрізних лопатях, та більш вірогідна

причина різниці пояснюється різними умовами на вході і виході при проведенні дослідів у одно- та багатоступінчастій машині. Тим не менше, використання вищезазначених ступенів дозволило отримати компактну конструкцію з високими показниками напору ($K_{H \max} = 0,45$) та ефективності ($\eta_{\max} = 0,86$).

Результати подібного експериментального дослідження розрізних лопаток у складі ґратки колеса осьового компресора [8], вказують на відсутність суттєвої різниці між характеристиками нерухомої ґратки та ґратки, що обертається. Отже ефекти сепарації пограничного шару внаслідок відцентрових сил суттєво не впливають на оптимальні параметри щілини.

Отримані з урахуванням цього висновку експериментальні результати продувок розрізних лопаток у вигляді суцільного профілю з прорізаною щілиною в аеродинамічній трубі свідчать, по-перше, про їх більшу працездатність при підвищених навантаженнях (високі значення кутів повороту та менші рівні втрат) у порівнянні з суцільним профілем, а по-друге, про високу чутливість до місця розташування щілини вздовж хорди профілю. Застосування зазначених лопаток у ступеню осьового компресора [13] дозволило розширити робочий діапазон кутів атаки в додатно сторону приблизно на 4° , що еквівалентно збільшенню підвищення статичного тиску на 15%.

У роботі [10] відзначено, що при ретельному профілюванні щілини можливо також отримати певні переваги за рахунок використання ефекту Коанда.

Проектування решітки, яка складається з розрізних лопатей, є досить складною задачею, адже до набору змінних, які характеризують власне ґратку, додається ряд параметрів, що визначають взаємне розташування профілів та геометричні характеристики щілинних каналів (рис. 4): f_b — мінімальна висота щілини; f_a — максимальна висота щілини; l_s — глибина щілинного каналу (відстань між перерізами f_b і f_a).

Для характеристики конфузурності щілини в [9] пропонується параметр

$$k = \frac{\bar{f}_a}{f_b \cdot \bar{l}_s} \text{ або } k' = \frac{f_a - f_b}{l_s},$$

$$\text{де } \bar{f}_a = \frac{f_a}{b_\Sigma}; \bar{f}_b = \frac{f_b}{b_\Sigma}; \bar{l}_s = \frac{l_s}{b_\Sigma};$$

b_Σ — хорда корисної лопаті.

Крім геометричних параметрів щілини, які формують керуючий струмінь, пропонується [10] використовувати також коефіцієнт імпульсу струменя:

$$C_\mu = \frac{q_m V_j}{\frac{1}{2} \rho u_\infty^2 A},$$

де q_m — масова витрата через щілину; V_j — швидкість струменя на виході із щілини; A — площа щілини.

Окремо слід зупинитися на розгляді дослідників [10, 13] тісного взаємозв'язку двох задач: пошук шляхів розши-

рення діапазонів безвідривного обтікання лопаточних вінців та прогнозування виникнення відривних режимів. Беручи до уваги той факт, що при невідповідності дифузурності каналу граничній дифузурності потоку різко зростає градієнт тиску в пограничному шарі і відбувається вищеописаний відрив потоку, вводиться поняття коефіцієнта дифузурності:

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta V_u}{2\sigma W_1},$$

де W — відносна швидкість; V_u — окружна складова абсолютної швидкості; σ — густина ґратки; 1 і 2 — параметри на вході і виході, відповідно.

Граничним режимам обтікання ґраток із традиційних профілів відповідають значення $D = 0,55 - 0,6$.

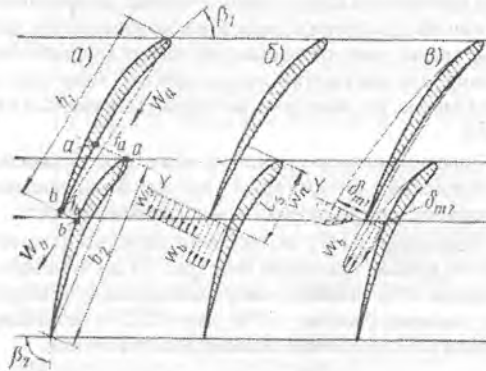


Рис. 4. Розрахункова схема розрізних лопатей [9].

Беручи до уваги, що при проектуванні розрізної лопаті однією з центральних задач є визначення положення відриву (для вибору положення щілини), даний параметр, що характеризує гальмування, яке впливає на пограничний шар, набуває важливого значення.

Треба також відзначити невелику кількість робіт по дослідженню ґраток даного типу, що пов'язано, як вже було відзначено раніше, зі значним числом незалежних змінних, внаслідок чого проблему важко вирішити емпірично. На додачу, якщо стосовно тандемних чи розрізних лопатей, складених з аеродинамічних профілів (або розроблених на їх основі), все-таки накопичено певний досвід [15], то використанню даного типу лопатей у шнеках постійного або змінного кроку, що мають у розгортці циліндричних перерізів прямі чи вигнуті пластини сталого товщини, присвячені окремі публікації [16–19].

Зокрема, в роботах [16–18] за допомогою тандемної лопаті в шнеку вхідного пристрою насоса рідиннопаливної ракети вдалося значно покращити розподіл характеристик елементів лопаті вздовж розмаху. Отриманий розподіл втрат вздовж радіуса має значну рівномірність, і в периферійній області (поблизу зовнішньої кромки лопаті)

коефіцієнт втрат значно нижчий, ніж у традиційного шнека. Відповідно всі перерізи лопаті по розмаху працюють з високою ефективністю (до 97% поблизу втулки та до 78% на периферії). У результаті ротор з тандемними лопатями забезпечив ККД на рівні $\eta_{\max} = 0,88$ і коефіцієнт підвищення напору на рівні $\psi = 0,282$ при звичайному значенні для традиційного шнеку $\psi = 0,1-0,115$. Слід зазначити також, що тандемна конструкція шнеку перешкоджає накопиченню в периферійній області ротора рідини з низькою питомою енергією, а ККД залишається високим в значному діапазоні подач.

Роботи в даному напрямі нещодавно було поновлено [18, 19], проте, згідно з [18], отримано досить скромні результати — близько 7% збільшення напору в порівнянні зі звичайним шнеком та деяке покращення кавітаційних характеристик. Вочевидь, у даному випадку через досить високі кутові швидкості (більше 46000 об/хв.) та особливості призначення шнеку (вимоги високих антикавітаційних якостей передбачають мале втулкове відношення, довгі вузькі канали, мале число відносно тонких лопатей тощо) головну роль відіграють в'язкісні ефекти, в тому числі і в течії в щілині, що, ймовірно, негативно позначається на її роботі.

Іншою можливою причиною може бути збільшення числа лопатей у другому ярусі у два рази по відношенню до першого, що призвело до появи додаткових втрат.

Відповідно до [19], застосування розрізних лопатей у робочих колесах шнекового типу (рис. 5) дає можливість значно (до 50%) збільшити напір при незмінному чи незначному зниженні (близько 3–5%) рівня ККД та незначному (близько 10%) збільшенню осьових розмірів ступеня.

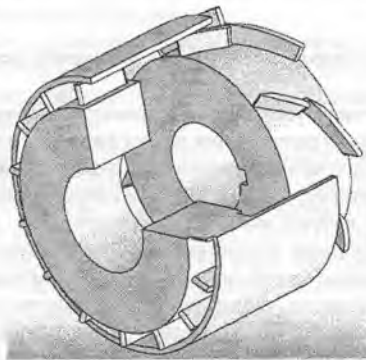
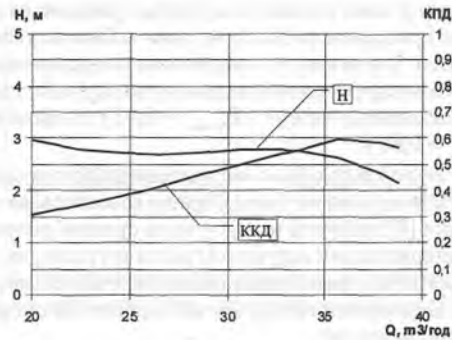
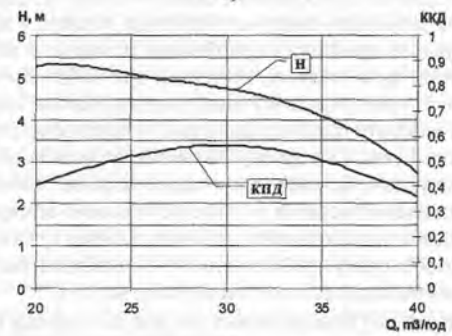


Рис. 5. Малогабаритний ступінь шнекового типу з розрізними лопатями.

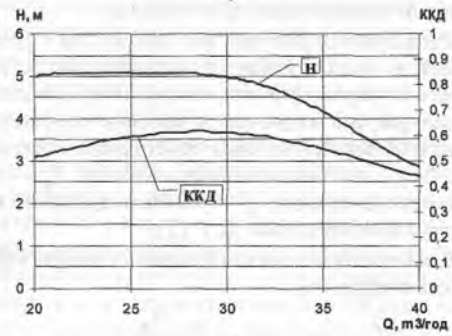
У результаті проведення серії експериментів було отримано характеристики ступенів шнекового типу з розрізними лопатями з зазорами між рядами лопатей 0,5; 1,2; 2,5 мм, відповідно (рис. 6а–6г).



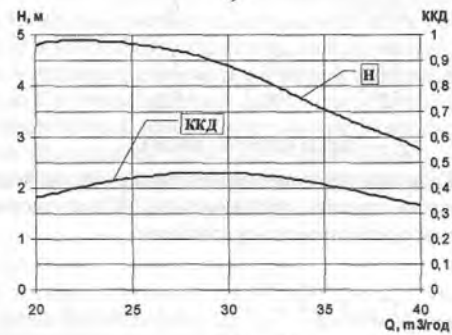
а)



б)



в)



г)

Рис. 6. Характеристика ступеня шнекового типу з розрізними лопатями при різних значеннях зазору (ширини щілини):

- а) базовий шнек; б) зазор 0,5 мм;
- в) зазор 1,2 мм; г) зазор 2,5 мм.

Простежується чітка залежність напору, що розвиває ступінь, від зазору між рядами лопатей робочого колеса.

Графік (рис. 7) має чітко виражений оптимум, що пояснюється наступним: при зменшенні зазору потужності швидкісного струменя, який протікає через щілину, недостатньо для перешкоджання відриву потоку, а при його збільшенні струмінь, що протікає через зазор, втрачає швидкість і не виконує своєї функції.

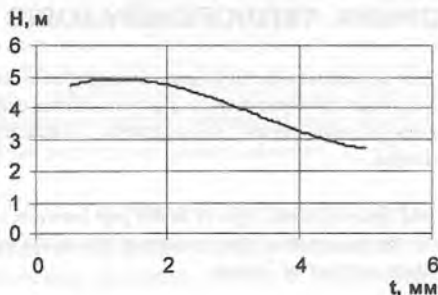


Рис. 7. Залежність напору ступені від ширини щілини при подачі $30 \text{ м}^3/\text{год}$ [19].

У [19] також виявлено оптимальний зазор між рядами лопатей малогабаритного шнекового ступеня габариту 5А при їх нульовому перекритті, який становить $1 \pm 0,2 \text{ мм}$.

Відзначено, що суттєвим плюсом шнекових робочих органів з розрізними лопатями також є розширення оптимальної по ККД робочої зони у бік менших подач.

Авторам статті на даний момент не вдалося виявити розробленої методики з вибору основних параметрів розрізної лопаті для робочих органів шнекового типу, що визначає необхідність її розробки. Багатоступінчасте виконання свердловинного насоса з малими осьовими зазорами, відносно малі робочі органи, а також високе втулке відношення виділяють проблему створення методики проектування розрізних лопатей для ступенів шнекового типу в достатньо складну задачу для окремого дослідження.

Висновки

1. Використання робочих коліс з розрізними лопатями є одним із перспективних напрямів по підвищенню питомої напірності осьових ступенів свердловинних насосів.

2. Накопичено певний досвід проектування розрізних лопатей, складених із аеродинамічних профілів.

3. Методики вибору основних параметрів розрізної лопаті для малогабаритних ступенів шнекового типу не виявлено, що передбачає необхідність розробки основних її положень.

Література

1. <http://www.ordana.kharkov.ua>.
2. <http://www.vodosnabzhenie.com.ua>.

3. Євтушенко, А.О., Єліц, О.В., Лілак, М.М., Твердохліб, І.Б. Багатоступеневий занурювальний осьовий насос // Промислова власність: Офіційний бюлетень. — 2003. — №4, книга 1. — С. 4.112.

4. Елин, А.В. Шнековые многоступенчатые насосы: методика расчета, показатели качества: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17. — Сумы, 2002. — 230 с.

5. Каплун, І.П. Вдосконалення форми напірної характеристики малогабаритного насосного ступеня шнекового типу. Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17. — Суми, 2007. — 20 с.

6. Каплун, І.П., Шепеленко, А.А. Пути повышения напорности малогабаритной шнековой ступени скважинного насоса // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля: У 2 ч. — 2007. — № 3 (109). — Ч.2. — С. 70—75.

7. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя / Пер. с нем. — М., Наука, 1969. — 312 с.

8. Гостелу, Дж. Аэродинамика решеток турбомашин / Пер. с англ. — М.: Мир, 1987. — 392 с., ил.

9. Терещенко Ю.М. Аэродинамика компрессорных решеток. — М.: Машиностроение, 1979. — 118 с.

10. Чжен П. Отрывные течения: В 3 т. — М.: Мир, 1972. — Т.3. — 324 с.

11. Sheets, H.E. The slotted-blade axial-flow blower // Transaction of ASME, vol. 78, 1956, pp. 1683—1690.

12. Sheets, H.E., Brancart, C.P. Многоступенчатый аксиальный жидкостный насос с разрезными лопатками // Энергетические машины и установки. — 1966. — Том 88, серия А. — № 2.

13. Грейцер, Никканен, Хаддад, Маззави, Джослин. Критерий применимости специальной обработки корпуса компрессора // Теоретические основы инженерных расчетов. — 1979. — № 2. — С. 157—165.

14. Миколайчак, Уэйнголд, Никканен. Течение в компрессорных решетках щелевых профилей // Энергетические машины и установки. — 1970. — № 1 — С. 69—78.

15. Волков, М.І. Аеродинамічний розрахунок лопаті, що складається з передкрилка і крила // Нетрадиционные источники, передающие системы и преобразователи энергии / Сб. научных статей. Ч. 1. — Харьков, 1997. — 161 с.

16. Richard F. Soltis, Donald C. Urasek, and Max J. Miller Blade-element performance of a tandem-bladed inducer tested in water, NASA TN D-5562, 1969.

17. Richard F. Soltis, Donald C. Urasek, and Max J. Miller Blade-element overall performance of a tandem-bladed inducer tested in water, NASA TN D-5134, 1969.

18. Yamada, H., Yoshida Y., and all Performance of a tandem inducer under noncavitating and cavitating conditions // Proceeding of Fifth International Symposium on Cavitation — Osaka, Japan. — 2003. — V. 1. — P. 143—150.

19. Шепеленко, О.О., Євтушенко, А.О., Каплун, І.П. Вдосконалення протічних частин насосів типу ЕЦВ // Промислова гідраліка і пневматика. — 2009. — № 3 (25) — С. 49—55.

Надійшла 28.09.2010 р.