

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ В МАЛОГАБАРИТНІЙ ВІДКРИТІЙ ВІДЦЕНТРОВІЙ СТУПЕНІ СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА

О.В. Єлін, І.П. Каплун, О.М. Кочевський, В.М. Коньшин
Сумський державний університет, м. Суми

ВСТУП

Установки електровідцентрових насосів (УЕЦН) широко використовуються у світовій практиці для видобутку нафти [1]. Станом на кінець 2006 р у Російській Федерації (РФ), за даними компанії ЗАО «АЛНАС» [2], із загального фонду в 120,5 тис. продуктивних свердловин близько 60 тис. було обладнано установками типу УЕЦН, а обсяг ринку оцінювався у розмірі 18 тис. насосів на рік. Сучасні умови нафтовидобутку у РФ характеризуються тенденцією до збільшення у загальному парку частки свердловин з низькими та середніми дебітами та ускладненими умовами видобутку (збільшення глибин залягання продуктивних пластів, наявність у відкачуваній рідині значної кількості механічних домішок, утворення парафінисто-сольових відкладень та ін.) [3]. Відповідно збільшується потреба у свердловинних насосах, які могли б надійно працювати в таких умовах, піднімаючи рідину з глибин порядку 2000-2500 м. Використовувані на даний час малопродуктивні відцентрові ступені провідних російських виробників [2,4,5] з $n_s=70-80$ мають ККД на рівні 35-40 % (рис. 1) і порівняно низьку надійність.

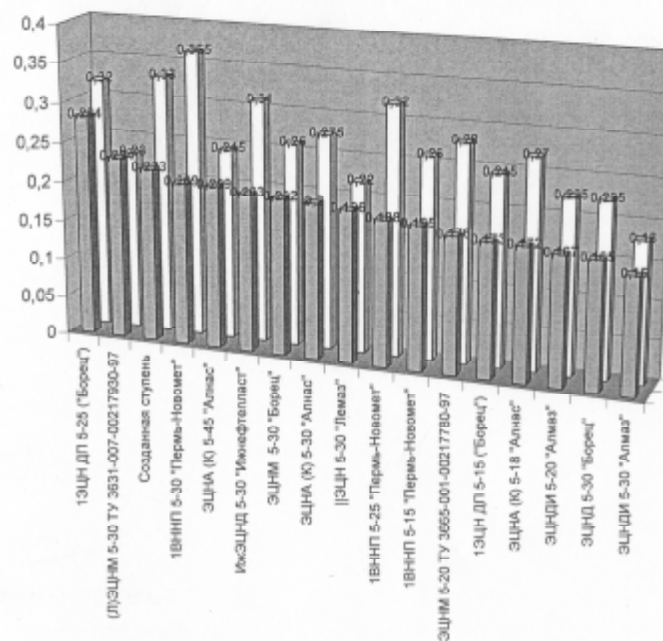


Рисунок 1 – Порівняльна характеристика ступеней свердловинних насосів:
ближній ряд – питома напірність (відношення напору ступені до її монтажної довжини), дальній – ККД ступені

Надійність роботи УЕЦН в цілому визначається багатьма факторами різної природи, але в подальшому розглянемо лише деякі з них, а саме ті, що мають відношення до конструкції насосної частини установки.

Встановлено [6], що однією з основних причин аварій ЕЦН є вібрація – 37 %, а причина вібрації в 74 % випадків полягає у зносі опорних вузлів та робочих органів насосів, що призводить до розбалансування секцій установок. Відомо, що ресурс опорного вузла робочого колеса (РК) - характерного елемента ЕЦН, який сприймає осьове зусилля на робочому колесі (рис. 2 а), – багато в чому визначається так званим pV – фактором [7]. Даний фактор обчислюється як добуток тиску p на опорні поверхні на швидкість ковзання V та характеризує навантаженість і умови роботи вузла. Очевидно, що його мінімізація можлива шляхом зменшення осьового зусилля, збільшення площ опорних поверхонь або зниження швидкості ковзання.

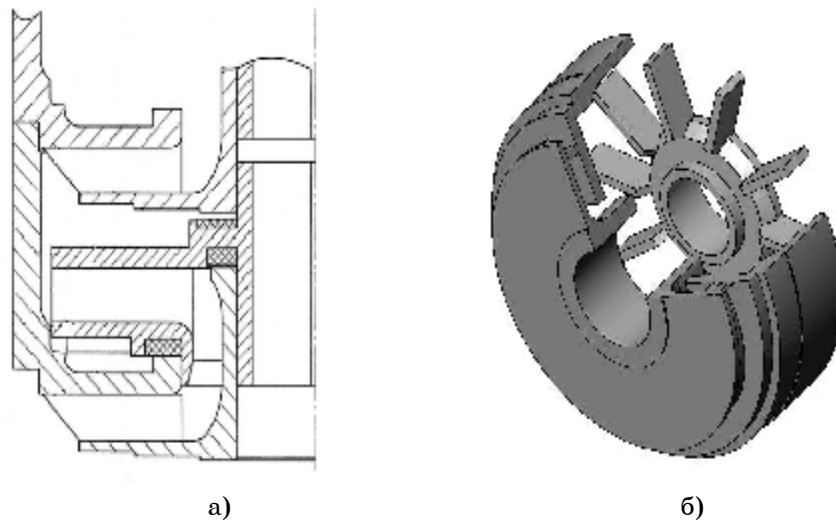


Рисунок 2 – Відцентрові ступені свердловинних насосів: а) двоопорна ступінь у корозійностійкому виконанні [4]; б) ступінь відкритого типу зі спрощеною геометрією [8,9]

На рис. 2 а наведена конструкція двоопорної ступені [4], яка частково вирішує вказану проблему шляхом збільшення площі опорного вузла, що, як правило, призводить до додаткових механічних втрат і подальшого зниження ККД. Крім того, така конструкція складніша у виробництві у порівнянні з одноопорною ступінню.

ПОСТАВЛЕННЯ ЗАДАЧІ

Іншим шляхом вирішення зазначеної проблеми може бути малогабаритна відцентрова ступінь (рис. 2 б), розроблена на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету (СумДУ) [8,9]. Дана ступінь за рахунок використання відкритого РК дозволяє зменшити значення осьового зусилля, яке діє на опорний вузол, що, у свою чергу, дає підстави прогнозувати збільшення ресурсу останнього. Крім того, виготовлення відкритих відцентрових РК значно простіше у порівнянні із закритими і дозволяє широко використовувати корозійно- та зносостійкі матеріали, які, як правило, мають невисокі технологічні якості. Недоліком насосів з відкритими РК є нижчі рівні ККД. Але у випадку малогабаритних РК свердловинних насосів з низьким n_s таке твердження не можна вважати однозначним. Розглянемо детальніше баланс енергії відкритого відцентрового РК [10]. При зниженні n_s у закритому РК зростає частка механічних втрат на тертя зовнішньої поверхні дисків об рідину у загальному балансі енергії, в той

час як у відкритих РК вони відсутні. Але замість того у відкритому РК з'являються додаткові втрати, так звані втрати вихрового обміну [10]. Таким чином, у випадку малогабаритних свердловинних насосів низької швидкохідності є підстави очікувати близьких рівнів ККД у ступенях із закритим та відкритим РК. Беручи до уваги ряд переваг останньої ступені у порівнянні із традиційними ступенями типу ЕЦН, видається доцільним провести аналіз можливих шляхів підвищення її енергетичних показників, у тому числі і ККД.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ

Для пошуку можливих шляхів зменшення втрат енергії, які мають місце у ступені з відкритим відцентровим РК, було вирішено скористатися чисельним моделюванням течії у каналах ступені за допомогою пакета програм ANSYS CFX [11]. Проведення моделювання складалося з кількох етапів: підготовки твердотільної геометричної моделі, побудови розрахункової сітки і введення вихідних даних для розрахунку, та, власне, проведення розрахунку. Вихідні дані та умови, порядок і методика проведення чисельного дослідження детально викладені у [12]. Загальна кількість комірок у сітці розрахункової області (рис. 3) становила 1,5 млн. Для належного опису прилеглих шарів поблизу твердих стінок було створено 12 шарів призматичних комірок. За результатами розрахунку параметр y^+ , який характеризує згущення сітки поблизу стінок, знаходився у межах $y^+ < 2$, що відповідає рекомендаціям керівництва користувача ANSYS CFX. Для моделювання турбулентності буда використана так звана SST-модель (модель Ментера), яка забезпечує підвищену точність при розрахунку відривних та закручених потоків. В іншому методика проведення чисельного моделювання та обробки отриманих результатів не відрізнялася від описаної в [12].

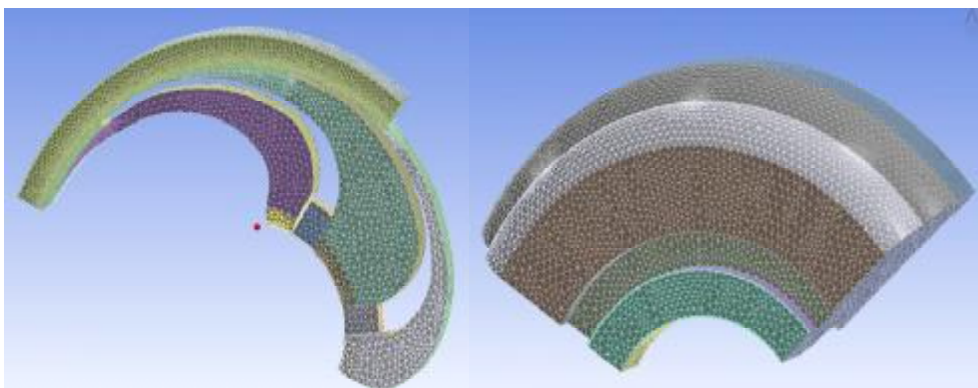


Рисунок 3 - Топологія розрахункової сітки у геометричній моделі рідини в каналах напрямного апарата та в каналах робочого колеса малогабаритної відцентрової ступені

На даний час чисельне моделювання продовжується, тому нижче наводяться переважно якісні результати. Розглянемо картину течії у проточній частині досліджуваної ступені на оптимальному режимі $Q = Q_{opt} = 30 \text{ м}^3 / \text{добу}$.

Тривимірні лінії течії відносної швидкості у робочому колесі, наведені на рис. 4 а, вказують на складний вихровий характер течії у його каналах з очікувано значним впливом вихрових структур на процес передачі енергії від лопатей до рідини. Ймовірно, робочий процес досліджуваної ступені має певні спільні риси з робочим процесом вільновихрових насосів (типу СВН). Розподіл статичного тиску (рис. 4 б) на поверхні лопатей робочого колеса вказує на рівномірне його підвищення при просуванні рідини з втулкових до периферійних перерізів.

Розглядаючи поверхневі лінії течії відносної швидкості на робочій поверхні лопатей колеса (рис. 4 в), можна зробити висновок про наступну орієнтовну картину течії поблизу їх поверхні.

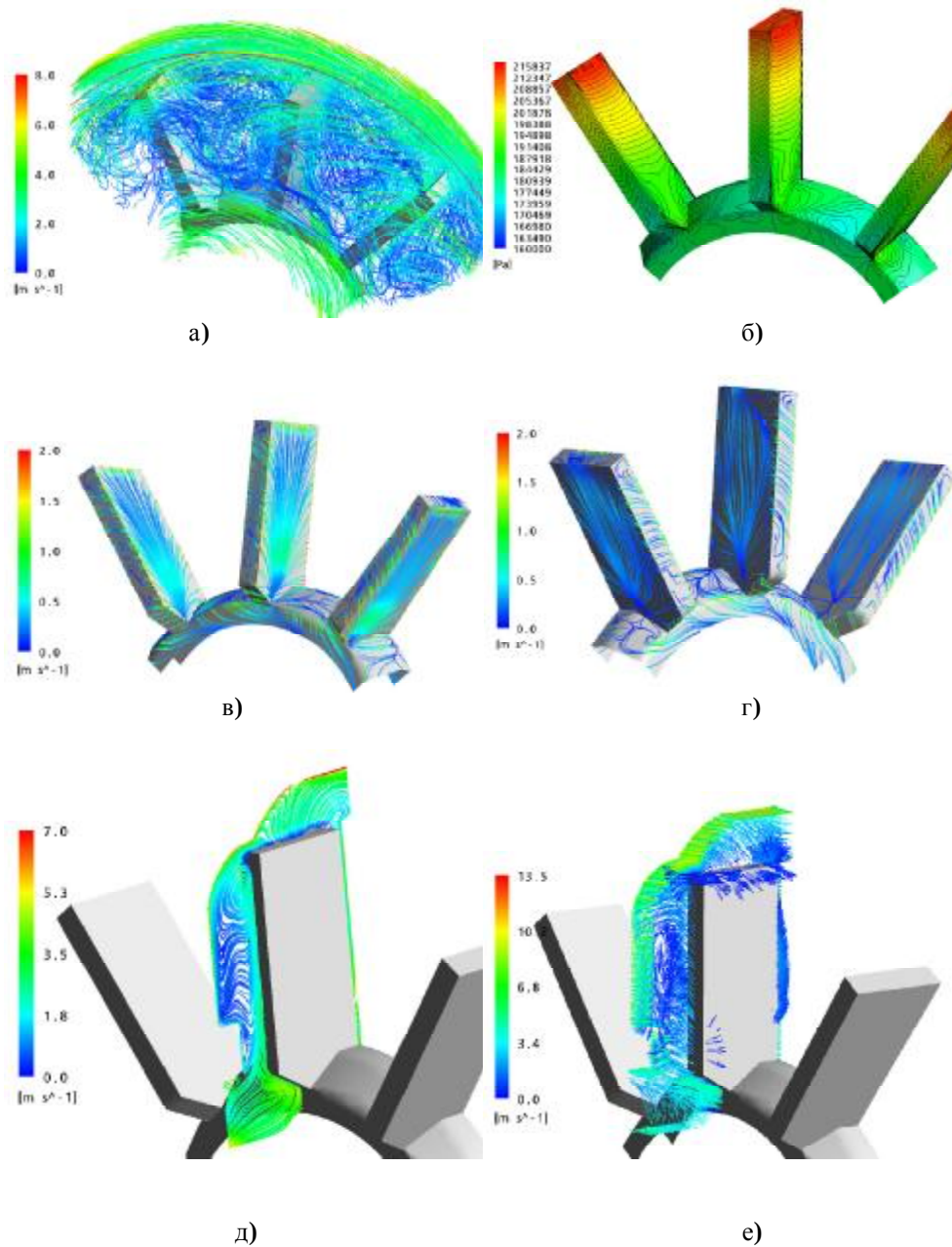


Рисунок 4 - Картина течії у відкритому робочому колесі малогабаритної відцентрової ступені зі спрощеною геометрією при оптимальній подачі ($Q=30 \text{ м}^3/\text{добу}$). Поверхня камери робочого колеса умовно не показана. Розподіли швидкостей та тисків миттєві. Напрямок обертання робочого колеса – у напрямку руху годинникової стрілки: а) тривимірні лінії течії відносної швидкості W , б) розподіл статичного тиску $P_{ст}$ на поверхні лопатей та втулки робочого колеса; в) – поверхневі лінії течії відносної швидкості W на робочій поверхні лопатей; г) поверхневі лінії течії відносної швидкості W на тильній поверхні лопатей; д) лінії течії W в радіальному перерізі проточної частини; е) – вектори відносної швидкості W в радіальному перерізі проточної частини

Потік ударно обтікає скошені вхідні кромки лопатей і переміщується переважно у радіальному напрямку, частково розтікаючись у напрямку торцевих зазорів. З тильного боку лопатей унаслідок наявності вихрової зони розрідження за лопаттю потік теж інтенсивно просувається у радіальному напрямку, утворюючи характерні ділянки відриву потоку (рис. 4 г). Аналіз ліній течії та векторів відносної швидкості у меридіональному перерізі проточної частини (рис. 4 д, е) підтверджує припущення про наявність інтенсивного перетікання рідини через торцеві зазори між лопатями і камерою колеса.

Розглянемо картину течії у напрямному апараті (рис. 5). Як відомо, основною задачею напрямного апарата багатоступеневого насоса є перетворення кінетичної енергії рідини після робочого колеса в напір з найменшими втратами і забезпечення потрібної структури потоку на вході у наступне робоче колесо. Розподіл тривимірних ліній течії абсолютної швидкості в каналах напрямного апарата (рис. 5 а, в) показує, що прямий потік займає лише близько третини площі їх поперечного перерізу, а решту займає обширна вихрова зона.

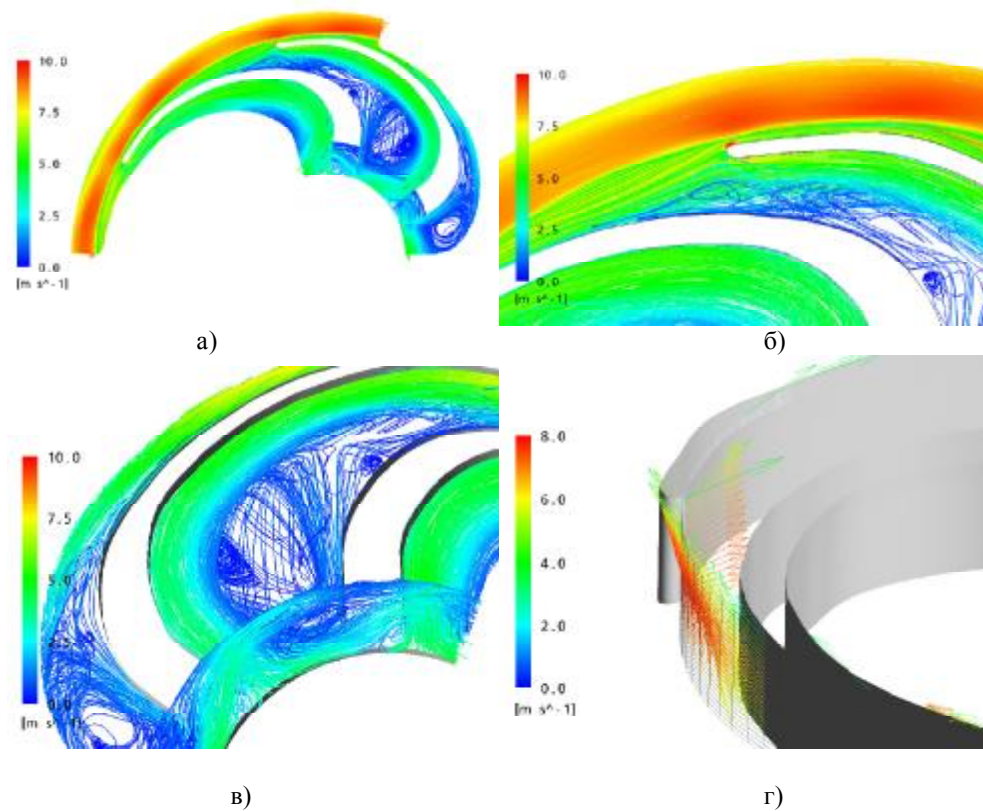


Рисунок 5 - Картина течії у зворотних каналах напрямного апарата малогабаритної відцентрової ступені зі спрощеною геометрією при оптимальній подачі ($Q=30 \text{ м}^3/\text{добу}$). Поверхні дисків (кришок) апарата умовно не показані, виділені лише поверхні лопаток напрямного апарата. Розподіли швидкостей та тисків миттєві: а) тривимірні лінії течії абсолютної швидкості V ; б) тривимірні лінії течії абсолютної швидкості V на вході в канали напрямного апарата (вигляд зі сторони входу в апарат); в) тривимірні лінії течії абсолютної швидкості V на виході з каналів напрямного апарата (вигляд зі сторони виходу з апарата); г) розподіл векторів абсолютної швидкості V у циліндричному перерізі на вході у зворотні канали напрямного апарата

Дана картина течії взагалі є характерною для апаратів відцентрових ступеней з низьким коефіцієнтом швидкохідності, але у даному випадку можливо констатувати наявність певних резервів для зменшення розмірів вихрових зон. Одним із можливих варіантів може бути заміщення вихрових зон твердими стінками або уведення до каналу апарата додаткових лопаток для зменшення дифузорності потоку [13].

Жорсткі обмеження радіальних розмірів та значна різниця у величинах окружної та витратної складових абсолютної швидкості на вході у канали апарата призводять до труднощів при профілюванні вхідних кромок: відрив потоку виникає уже у вхідних перерізах каналів прямого апарата (рис. 5 б). Крім того, унаслідок малої висоти каналів технологічні проблеми не дозволяють використовувати нахилі циліндричні лопатки, які відповідають дійсному розподілу кутів потоку на вході в апарат (рис. 5 г).

Слід звернути окрему увагу на значне загромодження вихідного перерізу апарата та нерівномірність потоку на виході з нього (рис. 5 в), що, вочевидь, негативно впливає на структуру течії у каналах наступного робочого колеса, призводячи до додаткових втрат на вирівнювання потоку та до зменшення напору останнього унаслідок наявності значної додаткової закрутки на вході (рис. 4 е).

ВИСНОВКИ

На основі попереднього аналізу результатів чисельного моделювання можна зробити такі висновки:

1) малогабаритна відцентрова ступінь з робочим колесом відкритого типу має певні резерви щодо підвищення її енергетичних показників, у тому числі і ККД;

2) для зменшення рівня втрат у робочому колесі доцільно зменшити об'єм передньої камери, обмеживши її ширину з міркувань надійності та забезпечивши гарантований зазор між торцями лопатей та поверхнею камери робочого колеса при зносі опорного вузла;

3) доцільним є зменшення до мінімально можливого зазору між торцями лопатей робочого колеса та поверхнею його задньої пазухи;

4) рівень втрат у напрямному апараті досліджуваної ступені можливо знизити за рахунок перепрофілювання вхідних кромок його лопатей та зменшення розмірів вихрових зон. Окрему увагу слід звернути на проектування вихідних ділянок прямого апарату для забезпечення потрібної структури потоку на вході у робоче колесо.

На завершення зазначимо, що за енергетичними показниками досліджувана ступінь знаходиться на рівні кращих виробників РФ (рис. 1), і застосування вищенаведених рекомендацій дає підстави очікувати підвищення їх до рівня кращих зразків світових фірм-лідерів.

Дане дослідження проведене у рамках виконання робіт у рамках гранта Президента України для підтримки наукових досліджень молодих вчених GP/F13 «Чисельне моделювання течій рідини в багатоступеневих занурювальних свердловинних насосах з метою вдосконалення їх енергетичних якостей».

SUMMARY

The article presents the results of computational simulation of flow in the channels of small-size centrifugal pump stage aimed at discovering possible ways for improving its efficiency. Detailed analysis of fluid flow inside the stage is presented. Numerical research is performed using the ANSYS CFX software.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. www.worldoil.com.
2. www.alnas.ru
3. Генералов И.В. Повышение эффективности эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН, в осложненных условиях Самотлорского месторождения: Автореф. дис... канд. техн. наук: 25.00.17.–Уфа, 2005.– 20 с.
4. Каталог ступеней и насосов 2006. - ЗАО «Новомет-Пермь», 2006.
5. www.borets.ru
6. Кудрявцев И.А. Совершенствование технологии добычи нефти в условиях интенсивного выноса мехпримесей (на примере Самотлорского месторождения). Автореф. дис... канд. техн. наук: 25.00.17. – Тюмень, 2004. – 20 с.
7. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): - М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.: ил.
8. Єлін О.В., Антоненко С.С. Ступінь свердловинного багатоступеневого насоса. Номер заявки на винахід в Україні 20040907841
9. Єлін О.В., Антоненко С.С. Ступінь свердловинного багатоступеневого насоса. Номер заявки на винахід в Україні 20040907842
10. Шендрік В.В. Рабочий процесс и методика расчета проточных частей динамических насосов с полукрытыми и открытыми рабочими колесами: Дис... канд. техн. наук: 05.05.17. – Сумы, 2003. – 150 с.
11. Кочевский А.Н. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью пакета CFX // Труды 11-й Научно-технической конференции “Гервикон – 2005”.–Сумы, 2005. – Т. 1.– С. 250-260.
12. Єлін О.В., Каплун І.П., Кочевський О.М., Щеляєв О.Є. Чисельне моделювання течії в малогабаритній насосній ступені шнекового типу // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля: У 2 ч. – 2007. - №3(109). - Ч.1. - С.85-91.
13. Cui Baoling, Zhu Zuchao, Hang Jianci and Chen Ying The Flow Simulation and Experimental Study of Low-Specific-Speed High-speed Complex Centrifugal Impellers // Chinese J. Chem. Eng. – 2006. - Vol. 14(4) – P. 435-441.

Єлін О.В., канд. техн. наук, СумДУ, м. Суми;
Каплун І.П., СумДУ, м. Суми;
Кочевський О.М., канд. техн. наук, СумДУ,
м. Суми;
Коньшин В.М., канд. фіз.-мат. наук, СумДУ,
м. Суми

Надійшла до редакції 23 листопада 2007 р.