



jet.com.ua

ВОСТОЧНО-ЕВРОПЕЙСКИЙ
ЖУРНАЛ
ПЕРЕДОВЫХ
ТЕХНОЛОГИЙ

ISSN 1729-3774

информационные технологии

Інформаційні технології

information
technologies

новая экономика

нова економіка

new economy

промышленные технологии

промислові технології

industrial
applications

6/7(48)
2010

- Энергосберегающие технологии и оборудование

6/7 (48) 2010

Содержание

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ

- 4 Анализ экономической эффективности системы отопления с дополнительным источником энергии
А.С. Мных, Н.А. Баташова, С.А. Левченко, Д.Е. Ерохин
- 7 Исследования кавитации в свободновихревом насосе методом визуального наблюдения
А.Г. Гусак, А.И. Котенко, В.Ф. Герман
- 10 Баланс енергії теплогенеруючого агрегату та оцінка ступеня гомогенізації робочого середовища
А.А. Палченко, С.Ф. Ковальов
- 13 О существовании комбинаторного режима работы в осевой насосной проточной части с лопастной системой типа НР
В.А. Панченко
- 16 Актуальность и пути дальнейших исследований подводных устройств динамических насосов
М.В. Карпузова
- 20 Цифровое моделирование процессов в тяговом вентильно-индукторном электроприводе на базе имитационной модели
Б.Г. Любарский, Е.С. Рябов, Л.В. Оверьянова
- 23 Робочий процес насосної малогабаритної шнекової ступені з біпланним робочим колесом
О.О. Шепеленко

- 27 Розробка регресійних рівнянь для прогнозування зносу згинів трубопроводів другого контуру АЕС
В.П. Кравченко, В.С. Медвинський
- 30 Теплогідролічна модель течії води у трубопроводі системи тепlopостачання
В.Г. Неня, Ю.В. Парфененко
- 34 Дослідження характеристик міцності пластинчастого насоса засобами COSMOSWorks
О.В. Алексенко, К.А. Омеляненко
- 37 Анализ эффективности парокомпрессионных и абсорбционных тепловых насосов
Н.А. Максимова
- 40 Спектральні характеристики ртутно-кварцевої лампи на підвищеній частоті
С.С. Овчинників, В.Ф. Рой
- 43 Деякі аспекти розвитку автоматизованого електропривода
Ю.О. Крисан
- 47 Моделирование течения в компрессорных решетках с использованием различных моделей турбулентности
Ю.А. Быков
- 51 Моделирование устойчивости источников питания на микросхемах TOP24X к атмосферным разрядам
Ю.К. Шинкаренко, А.Д. Менайло
- 55 Інновації енергозбереження — технічне діагностування в системах тепlopостачання
К.Ю. Федоренко, В.Ф. Мисак
- 59 Влияние количества витков на теплопередающие характеристики пульсационных тепловых труб
В.Ю. Кравец, Е.С. Алексеик
- 64 Дослідження стійкості нелінійної системи регулювання температури первинної пари
Б.В. Фоменко
- 67 Обґрунтування ресурсозбережень при подрібненні інгредієнтів для лінії виробництва комбікормів в умовах господарства
В.І. Піскун, Ю.В. Яценко
- 71 Моделирование перенапряжений на подстанции с вентиляционным разрядником
М.В. Петровский, С.Н. Лебедка, В.С. Ноздренков, А.В. Панченко

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

А. Б. Бойчук

Доктор технических наук, профессор,
Украинская Государственная Академия
железнодорожного транспорта, УКРАИНА

Т. В. Бутыко

Доктор технических наук, профессор,
Украинская Государственная Академия
железнодорожного транспорта, УКРАИНА

М. Д. Голдеский

Доктор технических наук, профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

В. Н. Гриньва

Доктор экономических наук, профессор,
Харьковский государственный экономический университет, УКРАИНА

В. Г. Давыко

Доктор технических наук, профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

Д. А. Демин

Кандидат технических наук, доцент,
Технологический Центр, УКРАИНА

М. Д. Кап

Доктор технических наук, профессор,
Восточноукраинский национальный университет имени В. Даля, УКРАИНА

Б. В. Клименко

Доктор технических наук, профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

Г. И. Львов

Доктор технических наук, профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

П. Г. Перерва

Доктор экономических наук, профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

А. А. Пермяков

Доктор технических наук, профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

М. А. Похригало

Доктор технических наук, профессор,
Национальный авиационный технический университет, УКРАИНА

А. Е. Попов

Кандидат экономических наук, доцент,
Харьковский государственный экономический университет, УКРАИНА

Л. А. Рыбак

Доктор технических наук, профессор,
Саратовский технологический институт, РОССИЯ

В. В. Самородов

Доктор технических наук, профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

В. Н. Самсонкин

Доктор технических наук, профессор,
Государственный научно-исследовательский центр
железнодорожного транспорта Украины, УКРАИНА

Ю. В. Соболев

Доктор технических наук, профессор,
Украинская Государственная Академия
железнодорожного транспорта, УКРАИНА

А. Л. Становский

Доктор технических наук, профессор,
Одесской государственной политехнической университет, УКРАИНА

В. В. Стариков

Кандидат физико-математических наук, доцент,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

Р. Д. Сытник

Доктор технических наук, профессор,
Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт», УКРАИНА

А. Д. Тевяшев

Доктор технических наук, профессор,
Харьковский национальный университет радиоэлектроники, УКРАИНА

Т. А. Терещенко

Доктор технических наук, профессор,
Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт», УКРАИНА

В. Я. Теренин

Доктор технических наук, профессор,
Университет Вельскыя, ФИЛАНДИЯ,
Харьковский Национальный университет радиоэлектроники, УКРАИНА

И. А. Фурман

Доктор технических наук, профессор,
Харьковский государственный технический университет сельского хозяйства, УКРАИНА

Главный редактор

И. Г. Филиппенко

Доктор технических наук, профессор,
Украинская Государственная Академия
железнодорожного транспорта, УКРАИНА

Учредители

ЧП «Технологический Центр»
Украинская Государственная Академия
железнодорожного транспорта

Верстка

Л. В. Бондарчук

Аттестовано

Высшей Аттестационной Комиссией Украины
Перечень № 12 постановления Президиума ВАК № 1-05/36
от 11.06.03

Аттестовано

Постановлением Президиума ВАК Украины
№ 1-05/2 от 27.05.2009, № 1-05/3 от 08.07.2009,
Бюллетень ВАК Украины № 8, 2009

Рекомендовано

Ученым Советом
Украинской Государственной Академии
железнодорожного транспорта
протокол № 16 от 26.10.2010

Свидетельство о государственной регистрации журнала
КВ № 17140-5910 ПР от 17.09.2010

Адрес редакции и издательства:

Украина, 61145, г. Харьков, ул. Новгородская, 3-а,
Технологический Центр
тел. +38 (057) 750-89-90

E-mail: nauka@jet.com.ua

Сайт: <http://www.jet.com.ua>

Подписано в печать 10.11.2010 г. Формат 60 × 84 1/8.

Цена договорная.

Тираж 1000 экз.

Частичное или полное тиражирование любым способом
материалов, опубликованных в этом издании, разрешается
только с письменного согласия редакции

Подписка:

оформляется через подписные агентства

«Идея», «Периодика»

«Саммит», «Меркурий»

или через редакцию

Выводы

Таким образом, было показано, что разработанная математическая модель тягового вентиляльно-индукторного электропривода позволяет комплексно исследовать процессы электромеханического преобразования энергии во всех режимах работы электропривода.

Форма тока РИД при работе от инвертора напряжения значительно отличается в режиме токоограничения от таковой при работе в одноимпульсном режиме, что обуславливает разный характер протекания электромагнитных процессов в этих режимах.

Ввиду того, что пульсации электромагнитного момента являются главным недостатком ВИЭП, предлагается увеличивать число фаз РИД и разрабатывать специальные алгоритмы управления приводом с ограничениями пульсаций момента.

Литература

1. Крамсков С. А. Компьютерное моделирование процессов в вентиляльно-индукторном электроприводе с использованием пакета MathCAD [Текст] / С. А. Крамсков, А. В. Кырси // Электровозроение: сб. науч. тр. / ОАО "Всерос. н.-и. и проектно-конструкт. ин-т электровозроения" (ОАО "ВЭЛНИИ"). – Т.45 – Новочеркасск, 2003. – с.239-257.

2. Колпахчян, Е.И. Электроприводы перспективного электроподвижного состава [Текст] / Е.И. Колпахчян, В. И. Захаров // Электровозроение: сб. науч. тр. / ОАО "Всерос. н.-и. и проектно-конструкт. ин-т электровозроения" (ОАО "ВЭЛНИИ"). – Т.45 – Новочеркасск, 2001. – с.62-67.

3. Щербаков, В. Г. Применение реактивных индукторных двигателей на перспективном ЭПС [Текст] / В. Г. Щербаков, Г. И. Колпахчян, Б. И. Хоменко // Электровозроение: сб. науч. тр. / ОАО "Всерос. н.-и. и проектно-конструкт. ин-т электровозроения" (ОАО "ВЭЛНИИ"). – Т.40 – Новочеркасск, 2001. – с.45-57.

4. Бочаров, В. И. Тяговые электродвигатели электровазов [Текст] / В. И. Бочаров, В. И. Захаров, Л. Ф. Коломейцев; под ред. В. Г. Щербакова – Новочеркасск: Агентство Наутилус, 1998. – с. 672.

5. Любарский Б. Е. Имитационная модель тягового вентиляльно-индукторного электропривода [Текст] / Б. Е. Любарский, в.л.н., Е. С. Рябов, Л. В. Оверьянова, В. Л. Емельянов // Электротехника і електромеханіка. – 2009. – №5. – С. 67-72.

6. Дьяконов, В. П. Simulink 4. Специальный справочник [Текст] / В. П. Дьяконов. – СПб.: Питер, 2001. – с. 553.

В статті описані особливості робочого процесу малогабаритної шнекової ступені підвищеної напірності, до складу якої входить шнекове робоче колесо біпланного типу

Ключові слова: шнек, напірність, лопацева гратка

В статье описаны особенности рабочего процесса малогабаритной шнековой ступени повышенной напорности, в состав которой входит шнековое рабочее колесо бипланного типа

Ключевые слова: шнек, напорность, лопастная решетка

In article features of working process small-gabarite axial steps raised pressure into which structure enters axial-flow the driving wheel tandem-bladed type are described

Key words: axial steps, pressure, blade elements

Вступ

Сучасні умови діяльності нафтогазової галузі характеризуються тенденцією до зменшення легко-

доступних запасів та збільшення глибини залягання продуктивних пластів до 2000 м і більше [1, 2]. Тому особливо виправданим на пізній стадії розробки нафтових родовищ, коли необхідно застосовувати фор-

УДК 621.65

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС НАСОСНОЇ МАЛОГАБАРИТНОЇ ШНЕКОВОЇ СТУПЕНІ З БІПЛАННИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ

О.О. Шепеленко

Молодший науковий співробітник
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки
Сумський державний університет
вул. Римського-Корсакова 2, м. Суми, Україна, 40007

сований режим роботи свердловин, є застосування високопродуктивних установок електровідцентрових насосів (УЕВН). Довжини насосів, які забезпечують підняття рідини з таких глибин сягають 40 м [3], що негативно відображається на їх надійності (більша ймовірність відмов через велику кількість елементів, збільшення навантажень на вали, односторонній знос внаслідок нерівності ствола свердловини та вартості монтажно-складальних робіт).

Необхідно відмітити, що вартість виконання спуско-піднімальних операцій на глибинах близько 1,5–2 км сягає вартості всієї насосної установки. За таких умов, взявши до уваги той факт, що доля видобутку нафти цими установками складає 70% [4], збільшення відношення напору ступені до її монтажної довжини (так званої питомої напірності), як засіб зменшення довжини насоса набуває особливої актуальності.

Постановка проблеми

В ступенях свердловинних насосів традиційно застосовуються робочі колеса відцентрового типу. Їх максимальний напір неминуче обмежений можливою різницею радіусів входу та виходу рідини в робочому колесі: перший внаслідок обмеженого діаметра вала – по положенням міцності; другий – внаслідок обмеження внутрішнього діаметра корпусу насоса по відношенню до діаметра свердловини для забезпечення його безаварійного опускання в свердловину.

Зазначене обмеження є несуттєвим у випадку застосування малогабаритних ступенів шнекового типу [5–7] в зв'язку з осьовим напрямком течії через протічну частину (радіальні переміщення рідини не значні), зовнішній вигляд якої представлено на рис. 1а.

Крім того дані ступені є високотехнологічними, що дозволяє використовувати корозійностійкі матеріали з невисокими ливарними якістьми. Відносно невеликі осьові розміри ступенів також відіграють позитивну роль, зменшуючи загальну довжину агрегату, що в деякій мірі підвищує його надійність. Але поряд з переліченими перевагами, у малогабаритних шнекових ступенів, як і в усіх осьових машин є недолік – а саме, невисокі значення напорів, які вони розвивають.

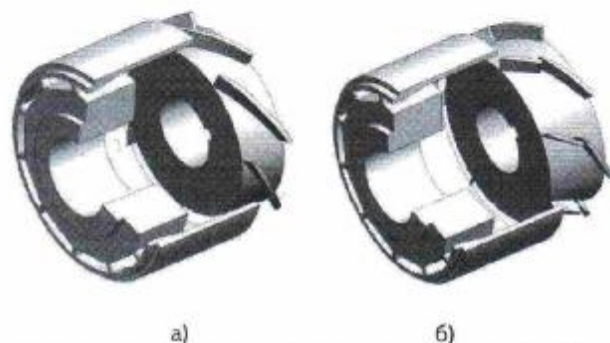


Рис. 1. Малогабаритна ступень шнекового типу: а) робоче колесо зі звичайними лопатями; б) робоче колесо з біпланними лопатями

Основна частина

У відповідності до [8] найбільш доцільним на даний час шляхом підвищення напірності малогабаритної шнекової ступені є збільшення кута повороту потоку в гратці робочого колеса за рахунок використання розрізних лопатей (біпланне шнекове робоче колесо). Таке рішення вже мало певні позитивні результати при застосуванні у літакобудуванні, суднобудуванні та передвключених шнеках у насособудуванні.

Треба також відмітити невелику чисельність робіт по дослідженню граток даного типу, що пов'язано, як вже було відмічено раніше [9], зі значним числом незалежних змінних, внаслідок чого проблему важко вирішити аналітично. На додачу, якщо стосовно тандемних чи розрізних лопатей, складених з аеродинамічних профілів (або розроблених на їх основі) все-таки накопичено певний досвід [10], то використанню даного типу лопатей в шнеках постійного або змінного кроку, що мають в розгортці циліндричних перерізів прямі чи вигнуті пластини сталого товщини, присвячені окремі публікації [11–14]. Зокрема, у відповідності до [14], застосування розрізних лопатей в робочих колесах шнекового типу дає можливість в значній мірі (до 50%) збільшити напір при незмінному чи незначному зниженні (близько 3–5%) рівня ККД та незначному (близько 10%) збільшенню осьових розмірів ступені.

Для цілеспрямованого пошуку оптимальних параметрів біпланного шнекового робочого колеса доцільно спочатку детально розглянути робочий процес традиційного шнеку постійного кроку, спроектованого на максимальну економічність за умови відсутності кавітації. Шнекові колеса останні 50 років були об'єктом ретельного вивчення в зв'язку з їх вдалим застосуванням в якості передвключеної осьової ступені, яка використовується для підвищення антикавітаційних якостей насоса. Водночас питанням проектування шнека на максимальну економічність для використання в якості робочого колеса насоса присвячена одна робота [7].

Профіль лопатей шнекового колеса постійного кроку розгортці має вигляд прямої пластини. Задача обтікання прямолінійної гратки пластини потенційним потоком нестисливої рідини повністю вирішена як при циркуляційній течії, так і при обтіканні профілю зі зривом струмин з передньої та задньої кромки пластини. Відомо, що гратка прямих пластин може створювати напір лише за рахунок кута атаки. Автором роботи [7] з використанням дослідних даних встановлено, що ефективність роботи лопатевої гратки шнеку постійного кроку за умов відривного безкавітаційного обтікання в'язкою рідиною, в першу чергу, визначається довжиною міжлопатевого каналу. При його малій протяжності потік, проходячи через гратку, не встигає прийняти напрямку, який співпадає з кутом установки пластини і замикає зони відриву відбувається нижче по потоку за межами гратки. Навпроти, при безкавітаційному обтіканні густих лопатевоїх граток шнекових робочих коліс, які спроектовані для роботи на режимах з частковою кавітацією, потік в шнеку не лише повертається на заданий кут, але й має практично рівномірну струж-

туру у вихідному перерізі. В таких гратках вихоровий сніг за зоною відриву повністю розмивається в межах колеса в результаті інтенсивного турбулентного перемішування.

В свою чергу біпланне шнекове робоче колесо у розгортці представляє собою дві гратки прямих пластин, розташованих послідовно одна за другою (рис. 2). Першу гратку по потоку будемо називати фронтальною, другу – тильною. До основних геометричних параметрів біпланного шнекового робочого колеса можна віднести наступні:

- втулькове відношення \bar{d}_w ;
- густоти фронтальної t_1 та тильної t_2 граток;
- кути установки лопатей β_{11} та β_{22} ;
- різниця кутів установки лопатей θ ;
- зазор між рядами лопатей δ ;
- осьове перекриття граток s .

При такій кількості параметрів досить складно аналітичним шляхом визначити міру їх впливу на процес, що протікає в робочому колесі вказаного типу. Тому для дослідження робочого процесу шнекового колеса біпланного типу та виявлення його особливостей було вирішено поряд з фізичним експериментом застосувати метод чисельного моделювання за допомогою сучасних програмних продуктів, таких як універсальна версія ANSYS CFX.

При розрахунку густини рідини була прийнятою за жорстку величину. Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою рівнянь Рейнольдса, для замкнення котрих використовувався ряд моделей турбулентності (k- ϵ , SST та ін.).

Проведення чисельного експерименту у рамках даного дослідження складалося з кількох етапів: підготовки просторової геометричної моделі, побудови розрахункової сітки та введення вихідних даних для розрахунку і власне розрахунку. Розрахункова сітка (рис. 3а) була створена у програмному продукті ANSYS Workbench, у статорному апараті вона нараховувала 182 тис. комірок, у робочому колесі – 450 тис. комірок. Для належного опису пограничних шарів поблизу твердих стінок у статорному апараті було створено 10 шарів призматичних комірок, у робочому колесі – 12.

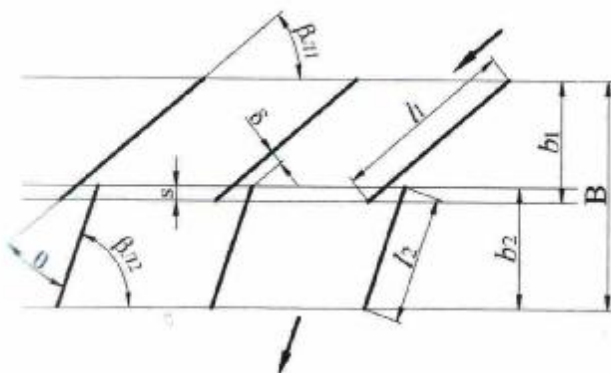


Рис. 2. Схема розгортки циліндричного перерізу біпланного шнекового робочого колеса

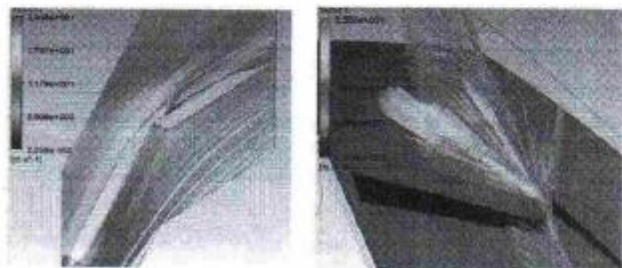
В рамках викладеної вище методики чисельного моделювання, за допомогою програмного продукту ANSYS CFX було виконано розрахунок потоку рідини

у проточній частині шнекової ступені з робочими колесами біпланного типу (рис. 1б).

Невелика розбіжність результатів, отриманих в ході проведення фізичного експерименту з результатами чисельного моделювання (по напору ступені вона не перевищує 2%, по ККД – 4%), дає право вважати отримані картини течії достатньо близькими до реальних.



а)



б)

в)

Рис. 3. Результати чисельного експерименту: а) розрахункова сітка в каналі робочого колеса; б) лінії току в біпланному шнековому робочому колесі (розгорнуто підіаметру, що відповідає половині висоти лопаті); в) візуалізація струмнини векторами відносної швидкості

Як видно з рис. 3б, потік натікає на фронтальну гратку під невеликим кутом атаки (до 2°), обтікає лопать без відриву і сходиться під кутом, близьким до кута установки лопаті першого ряду. Наніп, який вона створює, значною мірою витрачається на подолання сил тертя та лобового опору лопаті. Проте на тильну лопать потік натікає під великим (близько 30°) кутом атаки. Дана лопать створює основний напір біпланного колеса (для традиційного шнекового колеса, спроектованого на максимальну економічність за умов відсутності кавітації оптимальним вважається кут атаки близько 10°). При таких значеннях кута атаки в традиційних шнеках спостерігається зрив параметрів (западаюча ділянка характеристики), проте в біпланному шнековому робочому колесі значному відриву потоку з тильної сторони напірної лопаті перешкоджає високошвидкісна струмнина, яка витікає із зазору між рядами лопатей (рис. 3в). Це дає можливість повернути потік на значно більший кут (до 35°) і, як наслідок, збільшити напір шнекової ступені. Проте, подальше збільшення кута установки тильної лопаті супроводжується інтенсивним вихроутворенням (енергії струмнини недостатньо для того, щоб притиснути відривну зону до лопаті), і, як наслідок, зменшенням напору і ККД ступені. Як

видно з результатів чисельного експерименту рис. 3, швидкість струмини, що витікає з щілини між рядами лопатей більше ніж удвічі перевищує швидкість основного потоку, що дає їй можливість досить ефективно здувати рідину з низькою енергією з тильної сторони другої частини колеса в достатньо широкому діапазоні подач. Напевно, саме цей аспект дає значне розширення оптимальної зони роботи ступені. Проведені експериментальні дослідження дозволили виявити оптимальні співвідношення геометричних параметрів біпланного шнекового робочого колеса, при яких можливо отримати значно вищі (до 40%) значення напорів у порівнянні з однорядним шнеком при тому ж рівні економічності (ККД не знижується). Найвищі на характеристиці широкій ділянці максимального ККД (при будь-яких співвідношеннях геометричних параметрів) також є значною перевагою біпланних робочих органів.

Висновки

1. Зважаючи на проблеми та потреби нафтогазового комплексу у високопродуктивному насосному обладнанні для свердловин, тема дослідження на даний час є актуальною і практично значимою.

2. Робочий процес малогабаритної шнекової ступені з біпланним робочим колесом являє собою досить складну задачу для аналітичного вивчення, проте в достатньому об'ємі може бути описаний шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту.

3. Напір, що розвиває шнекове робоче колесо біпланного типу в основному створюється тильною частиною колеса.

4. Інтенсивність струмини, яка витікає з зазору між рядами лопатей шнекового колеса біпланного типу чинить вирішальний вплив на його енергетичні показники.

5. Існують оптимальні співвідношення геометричних параметрів біпланного шнекового робочого колеса, при яких можливо отримати значно вищі (до 40%) значення напорів у порівнянні з однорядним шнеком при тому ж рівні економічності (ККД не знижується).

6. Однією з пріоритетних подальших задач слід вважати розробку інженерної методики проектування шнекових проточних частин з робочими колесами біпланного типу.

7. Можливим вбачається створення нового типорозмірного ряду заглиблених свердловинних насосів типу ЕВН на базі малогабаритних шнекових ступенів з робочими колесами біпланного типу.

Література

1. Генералов И. В. Повышение эффективности эксплуатации скважин, оборудованных УЭЦН, в сложных условиях Самотлорского месторождения. Автореф. дис. канд. тех. наук: 25.00.17/ Генералов И. В. – Уфа, 2005. – 21 с.
2. www.neftegaz.ru.
3. Каталог ступеней и насосов 2010. - ЗАО «Новомет-Пермь», 2010
4. Кудрявцев И.А. Совершенствование технологии добычи нефти в условиях интенсификации выноса мехириресей (на примере самотлорского месторождения). Автореф. Дис. канд. тех. наук: 25.00.17/ Кудрявцев И.А. - Тюмень, 2004. - 24 с.
5. www.volosnabzhenie.com.ua.
6. Євтушенко А.О. Битоступеневий запорювальний осьовий насос [Текст] / Єлін О.В., Лілак М.М., Твердохліб І.Б. // Промислова власність: Офіційний бюлетень. – 2003. - №4, книга 1. – С. 4,112.
7. Єлін А.В. Шнековые многоступенчатые насосы: методика расчета, показатели качества; Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Єлін А.В. – Сумы, 2002. – 230 с.
8. Каллун И.П. Пути повышения надежности малогабаритной шнековой ступени скважинного насоса [Текст] / Шенеленко А.А.// Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Дала: У 2 ч. – 2007. - №3(109). - Ч.2 - С.70-75.
9. Євтушенко А.А. Аналіз целесообразности применения разрезных лопатей в осевых ступенях погружных скважинных насосов [Текст] / Шенеленко А.А., Каллун И.П.// Промислова гідраліка і пневматика. – 2008. - № 2(20). – С. 32-36.
10. Волков М.І. Аеродинамічний розрахунок лопаті, що складається з перед-крилка і крила [Текст] // Нетрадиционные источники, передающие системы и преобразователи энергии / Сборник научных статей. Часть 1. – Харьков. - 1997. - 161с.
11. 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.
12. 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.
13. H. Yamada, Y. Yoshida, and all Performance of a tandem inducer under noncavitating and cavitating conditions [Текст] // Proceeding of Fifth International Symposium on Cavitation - Osaka, Japan. – 2003. - V. 1. – P. 143-150.
14. Шенеленко О.О. Вдосконалення проточних частин насосів типу ЕІВ [Текст] / Євтушенко А.О., Каллун І.П.// Промислова гідраліка і пневматика. - №3(25) – 2009. – С. 49-55.