

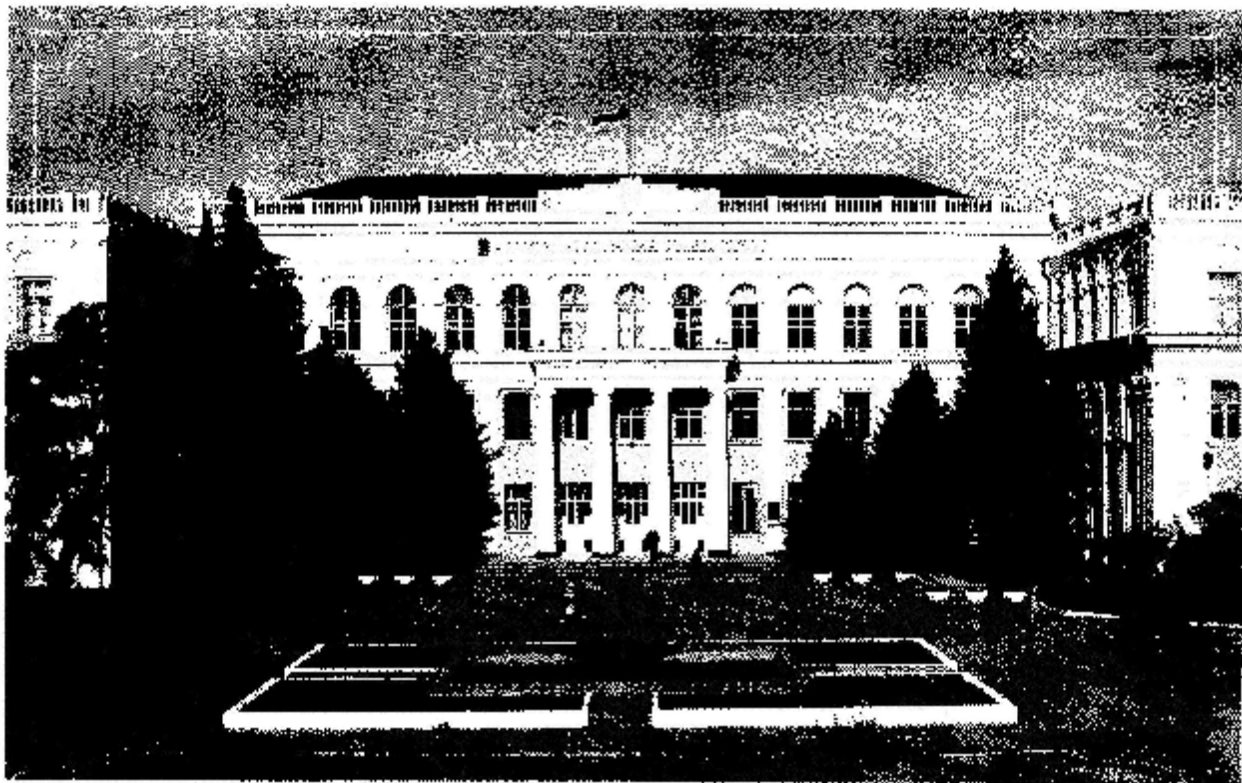
Міністерство аграрної політики України
Таврійський державний агротехнологічний
університет

ПРАЦІ
Таврійського
державного
агротехнологічного
університету



Випуск 10
Том 9

*До 75-річчя кафедри
«Мобільні енергетичні засоби»*



м. Мелітополь

Міністерство аграрної політики України



ПРАЦІ
Таврійського державного
агротехнологічного університету

Випуск 10 Том 9

Наукове фахове видання

Мелітополь – 2010 р.

УДК 621.311:631

ПЗ.8

Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет. –
Вип. 10. Т. 9. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – 286 с.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 3 від 28 вересня 2010 р.

У випуску наукових праць друкуються матеріали в галузі механізації сільського господарства, енергетики та автоматизації процесів сільськогосподарського виробництва за результатами доповідей вчених на XI Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», присвяченій 75-річчю кафедри «Мобільні енергетичні засоби» Таврійського державного агротехнологічного університету.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор);
Надикто В.Т. – д.т.н., професор (заст. головного редактора);
Діордієв В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар); Дідур В.А. –
д.т.н., професор; Кушнар'єв А.С. – чл.-кор. УААН, д.т.н., професор;
Найдіш А.В. – д.т.н., професор; Овчаров В.В. – д.т.н., професор;
Панченко А.І. – д.т.н., професор; Рогач Ю.П. – к.т.н., професор;
Скляр О.Г. – к.т.н., доцент; Тарасенко В.В. – д.т.н., професор;
Яковлев В.Ф. – к.т.н., професор; Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Панченко А.І.
(кафедра «Мобільні енергетичні засоби»)

Адреса редакції: ТДАТУ
Просп. Б. Хмельницького 18,
м. Мелітополь, Запорізька обл.,
72312 Україна

ISSN 2078-0877

© Таврійський державний
агротехнологічний університет, 2010.

ЗМІСТ

<i>Лурье З.Я., Панченко А.И., Гасюк А.И.</i> Математическая модель гидроприводного насосного агрегата для разрыва нефтяных пластов	5
<i>Сахно Ю.О., Сахно Є.Ю., Шевченко Я.В.</i> Стабілізація положення кривошипа під навантаженням в гідростатичній опорі	26
<i>Емельянова И.А., Непорожнев А.С., Гузенко С.А.</i> Определение условий минимального отскока крупного заполнителя при торкретировании (шприц-бетонировании) малогабаритным оборудованием	36
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Кюрчев С.В., Засядько А.И.</i> Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей	42
<i>Лурье З.Я., Андренко П.И.</i> Влияние параметров осцилляции запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы	50
<i>Бойко А.І., Очертько І.В.</i> Визначення показників надійності відновлюємих нерезервованих підсистем секцій для прямого посіву	60
<i>Панченко А.И., Кюрчев В.Н., Волошина А.А., Титов Д.С.</i> Методика определения геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа	66
<i>Пастушенко С.І., Огієнко М.М.</i> Польові випробування лінії для виділення і доробки насіння овоче-баптанних культур	75
<i>Калихан О., Ковалшин С.</i> Корозійна тривкість металевих поверхонь сільськогосподарської техніки після різних видів струминно-абразивної обробки	82
<i>Панченко А.И., Волошина А.А., Обернихин П.В., Панченко И.А.</i> Влияние конструктивных параметров планетарных гидромашин на их выходные характеристики	89
<i>Ремарчук М.П., Овсянніков С.І.</i> Підвищення ефективності мініагротехніки на всіх стадіях життєвого циклу	97
<i>Струтинський В.Б., Федориненко Д.Ю.</i> Динамічні характеристики шпindelних вузлів на регульованих гідростатичних опорах	105
<i>Алущин А.В., Бурков П.В., Каримов В.Г., Колеватов Ю.В.</i> Моделирование динамических нагрузок гидростойки	119
<i>Мельник І.І., Сапсай В.І., Барабаш Г.І., Зубко В.М.</i> Математична модель обґрунтування кількості агрегатів для виконання механізованих робіт	125

<i>Зуев А.А., Степанов П.П.</i> Тенденции развития машинно-тракторного парка Украины	130
<i>Лозня С.В., Пустовой С.А., Ясиницкий Э.П., Ясиницкая И.Э.</i> Опыт применения имитационной модели гидромеханических агрегатов при разработке цифровой САУ ГТД	135
<i>Болтянский О.В., Иванов Г.И., Стефановский О.Б.</i> Проблема додання води при згорянні моторних палив та її висвітлення в мережі Internet	145
<i>Ванеев С.М., Бережной А.С., Королев С.К.</i> Основные коэффициенты, характеризующие режим работы струйно-реактивных турбин	151
<i>Дмитрієва Т.В., Бурдейний Д.В., Грешнова Н.М.</i> Дослідження густини та в'язкості гліцеринового осаду при зміні температурного фактора	159
<i>Зуев О.О., Степанов П.П.</i> Системи безпосереднього впорскування палива у сучасних автомобільних двигунах	167
<i>Ковальов І.О., Євтушенко А.О., Яхненко С.М., Кобизький Д.С.</i> Рабочие органы грунтовых насосов – отдельный вид рабочих органов динамических насосов	171
<i>Левченко Д.А., Арсеньев В.М., Мелейчук С.С., Ванеев С.М.</i> Экспериментальные характеристики предвключенных воздушных эжекторных ступеней вакуумного агрегата	178
<i>Діордієв В.Т., Кашикар'єв А.О.</i> Методика експериментальних досліджень АСУ комплексом виробництва комбікормів	187
<i>Гусак А.Г., Иванюшин А.А., Луговая С.О., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.</i> Перспективы использования магистральных насосов с направляющими аппаратами	194
<i>Фучаджи Н.О., Побігун А.М.</i> Моделювання процесу подрібнення зерна	201
<i>Гульий А.Н., Поклад А.А.</i> Повышение эффективности насосного оборудования за счет применения эжекторов в качестве предвключенных насосов для высокооборотных насосных агрегатов	205
<i>Стефановский А.Б., Болтянский О.В.</i> О целесообразности улучшения показателей двигателя с искровым зажиганием путем регулирования состава горючей смеси	213
<i>Сотник М.І., Ганич Л.В.</i> Про досвід застосування предметно-орієнтованого моделювання роботи гідравлічних мереж при проектуванні напірних каналізаційних колекторів	219
<i>Степаненко Д.С., Проскурня Т.О.</i> Проблемные вопросы ограничения выбросов диоксида углерода автотранспортными средствами	229

<i>Бакарджиев Р.О., Буніна Л.М.</i> Дослідження мікромеханізму руйнування кованих сталей	237
<i>Болтянська Н.І., Болтянський О.В.</i> Методика визначення показників продуктивності зернозбирального комбайна	242
<i>Брагінець А.М., Брагінець С.М.</i> Молочне тваринництво може бути високорентабельним	249
<i>Милаєва І.І.</i> Усовершенствованис дизелей легковых и грузовых автомобилей	256
<i>Колєватов Ю.В., Сабельников В.И., Куликов Э.Н., Серьезнов А.Н.</i> Направления совершенствования приводов систем нагружения ластательных аппаратов при испытаниях в лабораториях прочности	260
<i>Холод И.М., Холод А.П.</i> Двигатель внутреннего сгорания, работающий на водороде	266
<i>Іванов О.М.</i> Гідравлічна корекція моменту подачі палива та її вплив на якісні показники процесу впорскування	274

УДК 621.65

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЖЕКТОРОВ В КАЧЕСТВЕ ПРЕДВКЛЮЧЕННЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ВЫСОКОБОРОТНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Гулий А.Н., к.т.н.,

Поклад А.А., аспирант*

Сумский государственный университет

Тел. (0619) 42-04-42

Аннотация – в статье изучается эффективность применения струйных аппаратов в качестве предвключенной ступени высокооборотных динамических насосов. Анализ проводился для двух разных насосов с помощью расчета в программном пакете Ansys CFX. Были сделаны выводы о том, что при использовании струйных аппаратов в качестве предвключенной ступени улучшаются основные характеристики насоса, т.е. была доказана эффективность применения данного типа бустерных насосов.

Ключевые слова – струйные аппараты, бустерный насос, программный пакет Ansys CFX, динамические насосы.

Введение. Борьба с кавитацией в насосах и других гидравлических машинах имеет большое значение, так как кавитация приводит к быстрому разрушению элементов проточной части и снижению их надежности. Поэтому практически одновременно с появлением насосных агрегатов в их современном понимании появилась и проблема кавитации, а также различные методы ее преодоления.

Для лопастных насосов эти методы можно классифицировать на 3 основные группы [1]:

Увеличение геометрического напора перед насосом – поднятие сборников жидкости или заглубление насосов от нескольких метров до десятков метров. Модернизация самих насосов – расширение входной воронки, установка предвключенных шнеков, разбитие входного потока на параллельные потоки.

Установка дополнительных предвключенных насосов различных типов на входе основного насоса.

В качестве бустерных насосов применяются, как правило, центробежные насосы со сниженной частотой вращения с электро-

© к.т.н. А. М. Гулий, асп. А. А. Поклад

* Науканий керівник – к.т.н. А.М. Гулий

или турбоприводом от перекачиваемой среды с выхода основного насоса или его первой ступени. В турбоварианте бустерный насос может быть совмещен в одном корпусе с основным насосом.

Состояние проблемы. Теоретически в качестве бустерного насоса может быть применен струйный (эжекторный) насос, или, правильнее, струйный аппарат. Главное преимущество - простота, надежность и долговечность по причине отсутствия движущихся частей. Главный недостаток - малый КПД. По этой причине струйные насосы и не получили широкого распространения в промышленности.

Однако, есть некоторые сведения об их применении в качестве бустерных перед силовыми турбонасосными агрегатами в ракетной технике, а также в скважинных насосных установках малой производительности. Кроме того, имеются достаточно объемные теоретические проработки этой темы в [2].

В данной статье представлена оценка эффективности применения струйного насоса в качестве бустерного на примере двух центробежных многоступенчатых насосов - перспективного аналога ПЭ580-185, но с частотой вращения 9000 об/мин, высоким значением которой и вызвано ухудшение кавитационных качеств, потребовавшее дополнительных 60 м подпора на входе, а также аммиачного десятиступенчатого насоса на 10 м³/час и 100 м напора для теплового насоса на 100 кВт с малой геометрической высотой столба от конденсатора к насосу. Для этого насоса требуется подпор всего 2м.

Методика проведения расчета струйных аппаратов. Первая часть работы заключалась в анализе эффективности различных схем питания бустерного насоса - включение на полный или частичный напор от промежуточных ступеней. Расчеты велись по методике [2], их результаты приведены в таблицах и на графиках.

В таблице приведены расчетные значения потребного расхода циркуляции жидкости для питания бустера при изменении напора за счет подключения к выходам разных ступеней.

Таблица 1.

Результаты расчета бустерного насоса
для четырехступенчатого питательного насоса

Ступень отбора жидкости	Напор относительный, м	Расход эжектора, м ³ /час	Мощность, кВт	Полезная мощность, кВт	КПД эжектора
1	0,12	168	229	95	0,41
2	0,06	128	347	95	0,27
3	0,04	99	403	95	0,24
4	0,03	87	474	95	0,2

Как видно, при питании от первой ступени требуется расход 168 м³/час, а от последней - 87 м³/час. Однако, несмотря на меньший расход, энергетическая эффективность во втором случае хуже. Потребляемая мощность составляет соответственно 229 кВт или 474 кВт. По промежуточным ступеням получены промежуточные результаты. Таким образом, в данном случае наиболее эффективно подключение бустерного струйного насоса именно к первой ступени базового насоса. Следует отметить, что полезная гидравлическая мощность струйного насоса составила 95 кВт, что соответствует КПД свыше 40%. Это несомненно меньше возможного КПД предвключенного турбонасосного агрегата, который составит около 50% при КПД насоса и турбины по 70%. Хотя в этом случае потери снизятся на 40 кВт, а это, все же, около 1%.

Таблица 2.

Результаты расчета бустерного насоса
для десятиступенчатого аммиачного насоса

Ступень отбора жидкости	Напор относительный, м	Расход эжектора, м ³ /час	Мощность, кВт	Полезная мощность, кВт	КПД эжектора
1					
2					
3	0,133	3,395	0,167	0,065	0,393
4	0,1	2,825	0,185	0,065	0,354
5	0,08	2,53	0,207	0,065	0,316
6	0,067	2,32	0,228	0,065	0,287
7	0,057	2,11	0,242	0,065	0,271
8	0,05	1,93	0,253	0,065	0,259
9	0,044	1,78	0,262	0,065	0,25
10	0,04	1,71	0,28	0,065	0,234

Такая же картина и с аммиачным насосом. К сожалению, для расчета при отводе от 1, 2 и 3 ступени необходимые данные в литературе отсутствуют. Вариант с 3 ступенью был просчитан за счет экстраполяции. Расчеты показывают, что опять наиболее выгодным оказался случай с питанием бустера от минимальной ступени - в нашем случае, от 3-ей. КПД предвключенной ступени также составил около 40%. Несмотря на то, что потери мощности составили около 100 Вт или 5% мощности насоса, в данном случае следует признать предлагаемую схему весьма эффективной, т.к. эти потери равны примерно 0,1% от тепловой мощности всей тепловой машины. А главным требованием, предъявляемым к насосу тепловой машины, является высокая надежность, ресурс и минимальное обслуживание.

Поскольку эффективность применения струйных аппаратов в качестве бустерных доказана, была разработана методика численного расчета такого аппарата с помощью программного пакета Ansys CFX, и проведен тестовый расчет с элементами оптимизации применительно к обоим видам насосов.

Методика числового моделирования течения жидкости в струйных аппаратах. Важной целью численных расчетов являлась проверка самого струйного аппарата на отсутствие кавитации, которая была выполнена путем тщательного зондирования области первоначального контакта струи, выходящей из сопла с основным объемом жидкости. Эта работа проводилась в несколько этапов.

При расчете плотность жидкости была принята в виде постоянной величины. Моделирование линий тока осуществлялось с помощью уравнения Рейнольдса, для замыкания которых использовался ряд моделей турбулентности (k-ε, SST и др.).

На первом этапе с помощью программы SolidWorks была построена трёхмерная модель тела рабочей жидкости струйных аппаратов для питательного и аммиачного насосов соответственно.

На втором этапе была проведена подготовка данных для расчета и построена расчетная сетка (рис. 1 и рис. 2) в программном продукте Ansys ICEM CFD, которая имеет следующие характеристики: глобальные размеры ячеек – 0,01 мм; количество всех элементов сетки составляет – 4 млн. 600 тыс.

Для необходимого описания граничных слоев возле твердых стенок струйного аппарата была построена призматическая сетка: высота первой призматической ячейки – 0,001 мм; показатель степени геометрической прогрессии – 1,2; количество слоев призматических ячеек – 5.



Рис. 1. Расчетная сетка модели струйного аппарата для аммиачного насоса

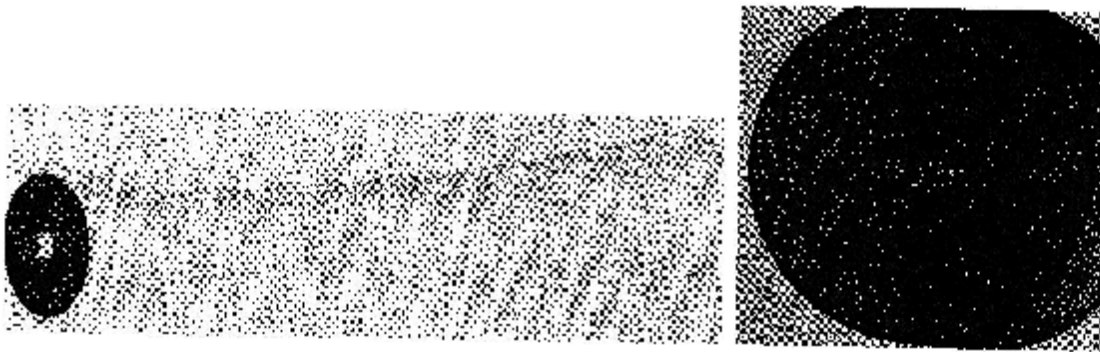


Рис. 2. Расчетная сетка модели струйного аппарата для питательного насоса

На третьем этапе проводился численный эксперимент. Численный расчет течения жидкости проводился в стационарной постановке для однофазной жидкости. В качестве граничных условий на входе было задано давление, а на выходе – скорость. В данном расчете была получена картина течения жидкости, распределение скоростей и давлений в теле рабочей жидкости.

Четвертым этапом является анализ полученных данных и их визуализация. По результатам визуализации, а также полученному значению статического давления были определены оптимальные параметры расположения сопла, а также все геометрические размеры эжектора.

В рамках решения данной задачи была решена оптимизационная задача по определению диаметра сопла и его осевого положения. Оптимальные параметры соответственно: диаметр сопла - 16 мм и на 40 мм удалено от начала камеры смешения для аммиачного насоса, диаметр сопла - 25 мм и на 200 мм удалено от начала камеры смешения для питательного насоса.

На приведенных рисунках показаны линии тока в рабочем теле жидкости (рис. 3 и рис. 4), а также поле распределения гидростатического давления по всем элементам конструкции (рис. 5 и рис. 6) для оптимальных вариантов исполнения струйного аппарата для каждого вида насоса.

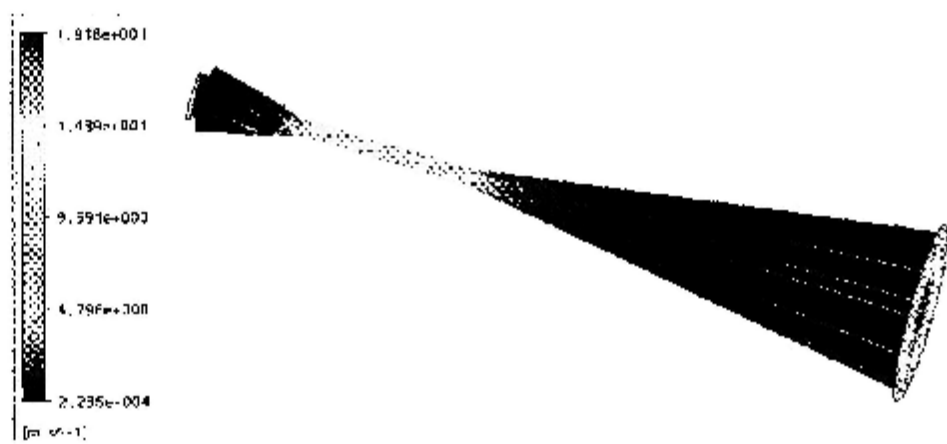


Рис. 3. Лінії тока абсолютної швидкості в струйному апараті для амміачного насоса

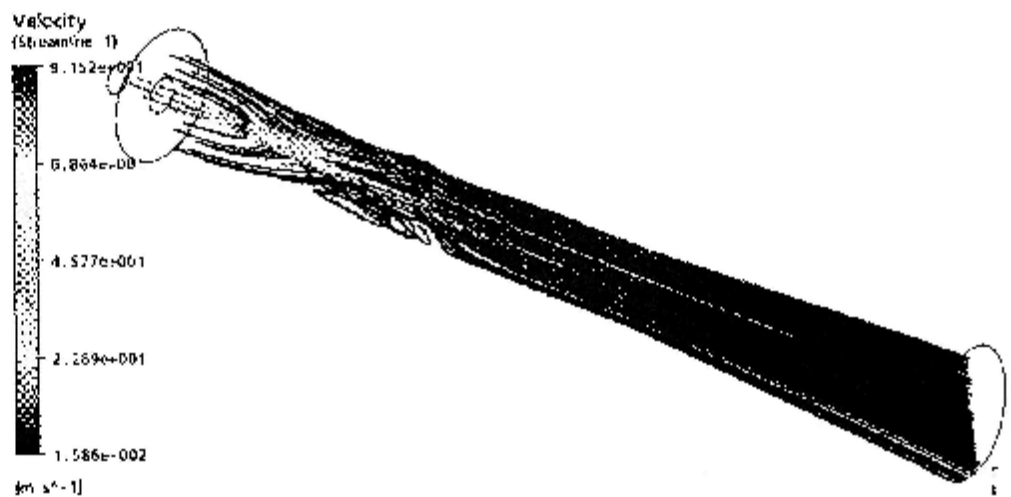


Рис. 4. Лінії тока абсолютної швидкості в струйному апараті для питательного насоса

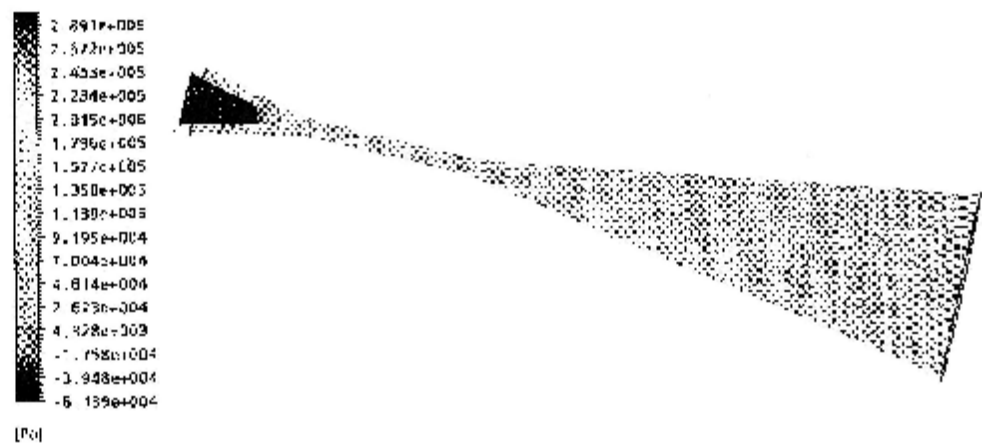


Рис. 5. Картина розподілення гідростатического тиску в струйному апараті для амміачного насоса

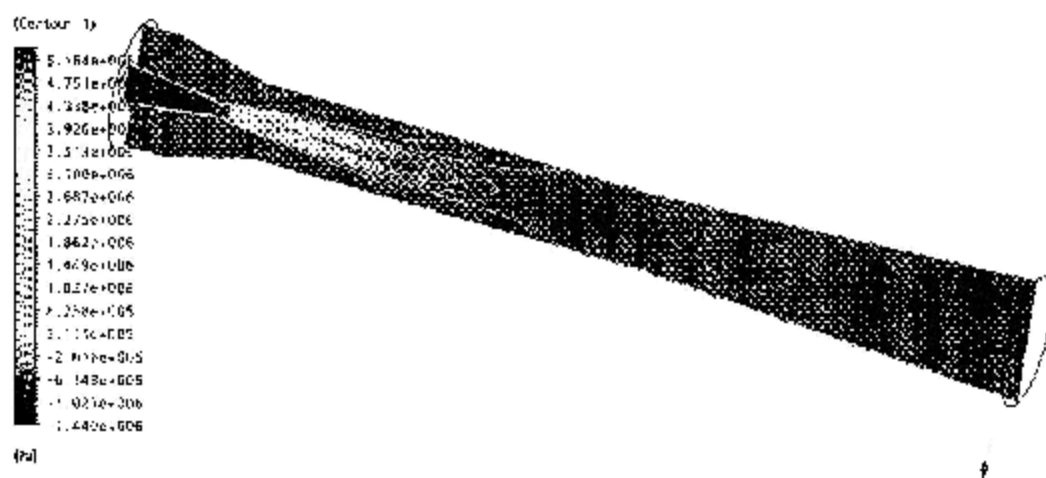


Рис. 6. Картина распределения гидростатического давления в струйном аппарате для питательного насоса

Выводы. Сравнение полученных интегральных результатов с результатами аналитических и экспериментальных исследований Б.Ф. Лямаева [2] и Е.Я. Соколова [3] позволяет сделать вывод об адекватности разработанной методики расчета и возможности её внедрения в расчетно-конструкторскую практику. С использованием данной методики была проверена возможность оптимизации геометрических параметров струйного аппарата для достижения наивысшей энергоэффективности. Был оптимизирован в первом приближении диаметр сопла и его осевое расположение. Многофакторная оптимизация представляет весьма трудоемкую задачу и будет решена в следующих исследованиях.

На основании вышесказанного материала является целесообразным продолжение работы в указанном направлении с проведением не только численного, но и физического эксперимента на испытательном стенде.

Литература

1. Михайлов А.К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко. – М.: Машиностроение, 1977, – 288с.
2. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки / Б.Ф. Лямаев. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988, – 256с.
3. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989, – 352с.

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ НАСОСНОГО
ОБЛАДНАННЯ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ ЕЖЕКТОРІВ
У ЯКОСТІ ПЕРЕДВКЛЮЧЕНИХ НАСОСІВ ДЛЯ
ВИСОКООБЕРТОВИХ НАСОСНИХ АГРЕГАТІВ**

О.М. Гулий, А.О. Поклад

Анотація – у даній статті вивчається ефективність застосування струйних апаратів у якості перед включеної ступені високо обертових динамічних насосів. Аналіз проводився для двох різних насосів за допомогою розрахунку у програмному пакеті Ansys CFX. Були зроблені висновки про те, що при застосуванні струйних апаратів у якості перед включеної ступені покращуються кавітаційні характеристики насоса, тобто була доведена ефективність застосування даного типу бустерних насосів.

**PUMP'S EQUIPMENT EFFECTIVENESS INCREASE AT THE
EXPENSE OF EJECTORS USING IN THE CAPACITY OF
PRECOOLER PUMPS FOR HIGHROTATORY
PUMP'S AGGREGATES**

O. Guly, A. Poklad

Summary

The efficiency of ejectors application as preliminary stage for high-speed dynamic pumps is regarded in the given article. The research was carried out for two different types of pumps by simulation in Ansys CFX program package. It was concluded that main characteristics of pumps are improving when using ejectors as preliminary stage, i.e. these booster pumps application efficiency was proved.