

*Лямасов Александр Константинович<sup>1</sup>*  
a-lyamasov@mail.ru

*Орахелашвили Баграт Мерабович<sup>1</sup>*  
bagrat943@yandex.ru

*Грибков Александр Константинович<sup>1</sup>*  
GribkovAM@mpei.ru

*<sup>1</sup>ФГБОУ ВО НИУ «МЭИ», Россия, г. Москва*

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВУХПОВЕРХНОСТНОГО ЭЖЕКТОРА С ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА ДЛЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ С ЦЕНТРОБЕЖНЫМ НАСОСОМ**

**Аннотация.** Известно множество способов применения струйного насоса в системе с центробежным насосом. Часто эжекторы используются для обеспечения режима самовсасывания, а также приемлемого уровня давления для бескавитационной работы. Основным недостатком подобных систем является относительно низкий КПД, связанный с особенностями передачи энергии в струйном насосе. С целью повышения энергоэффективности предлагается рассмотреть двухповерхностный струйный насос с закруткой активного и части пассивного потока. Закрутка активного потока обеспечивается применением многосоплового тангенциального подвода, а части пассивного потока — специальной лопастной системой. Совокупность закрутки и двух поверхностей потока от центрального кольцевого сопла позволяет сделать процесс передачи энергии более эффективным за счёт значительного прироста площади взаимодействия. Показано, что по сравнению с традиционными конструкциями струйных насосов с центральным круглым и кольцевым пристеночным соплом, для которых характерна одна поверхность взаимодействия, возможно повышение КПД на 10–15 %. При этом закрутка потока также позволяет уменьшить габаритные размеры насоса, за счёт увеличения угла диффузора и уменьшения длины камеры смешения. Таких положительных эффектов можно достигнуть, используя предложенную методику, что подтверждается результатами исследования гидродинамики струйного насоса в среде ANSYS CFX.

В расчётном комплексе также проведён анализ влияния как положения сопла, длины камеры смешения и других геометрических параметров на характеристики гидромашины, результаты которого позволяют оптимизировать закладываемые конструктивные решения.

**Ключевые слова:** эжектор, самовсасывание, закрутка, насос, моделирование.

*Lyamasov Aleksandr<sup>1</sup>*  
a-lyamasov@mail.ru

*Orakhelashvili Bagrat<sup>1</sup>*  
hg@hydrogas.ru

*Gribkov Aleksandr<sup>1</sup>*  
GribkovAM@mpei.ru

<sup>1</sup>*MPEI National Research University, Russia, Moscow*

## NUMERICAL SIMULATION OF DOUBLE SURFACE LIQUID EJECTOR WITH FLOW SWIRL FOR CENTRIFUGAL PUMP

**Abstract.** Many systems with liquid ejectors and centrifugal pump are known. Often, jet pumps are used to provide a self-priming mode, as well as an acceptable pressure level for cavitation-free operation. The main disadvantage of such systems is the relatively low efficiency associated with the peculiarities of energy transfer in ejector. To increase efficiency double surface jet pump with driving and suction flow swirl (with circumferential component of velocity) is proposed. The active flow swirling is ensured by using of multi-nozzle tangential nozzle inlet and passive flow part by a special blade system. Combination of these factors makes it possible to improve the efficiency of energy conversion process. In comparison with the known design it increases pump efficiency by 10 %–15 %. Flow swirl also permits to reduce horizontal overall size by increasing the diffuser angle and reducing the mixing chamber length. These positive effects can be achieved by using methods and recommendations given in this paper. The paper also includes ANSYS CFX numerical simulation study results of double surface jet pump and analysis of the impact of nozzle position, length of the mixing chamber and other geometry parameters on pump performance. The results allow optimize the constructive solutions.

**Keywords:** ejector, self-priming, swirl, pump, simulation.

## Введение

Струйный насос (СН) представляет собой устройство для перекачивания жидких сред за счет работы, совершаемой внешним потоком жидкой (или газовой) среды. Струйные насосы получили широкое распространение во многих областях техники, что обусловлено рядом их существенных преимуществ по сравнению с другими видами насосного оборудования:

- 1) высокая надёжность за счёт отсутствия подвижных частей;
- 2) возможность самовсасывания;
- 3) минимальная чувствительность к содержанию в перекачиваемой среде газовых и твердых включений;
- 4) ресурс ограничен только свойствами материалов, использованных при изготовлении;
- 5) малая материалоемкость, компактность (могут быть без специальных креплений и фундамента);
- 6) простота пуска и останова.

Часто СН используют для обеспечения режима самовсасывания или обеспечения приемлемого уровня давления для бескавитационной работы центробежных насосов.

Несмотря на указанные преимущества, струйные насосы имеют существенный недостаток – низкую энергоэффективность в пределах  $35 \div 40$  %. Вне зависимости от конструктивных особенностей струйных насосов в них используется непосредственная передача энергии от одного потока с большим ее уровнем к другому (первый из них является активным, а второй пассивным). Качество процесса передачи энергии от активного к пассивному потоку в струйном насосе напрямую влияет на его КПД. Как следствие, для повышения эффективности следует совершенствовать процесс энергообмена между потоками. К способам улучшения взаимодействия потоков и снижения потерь в элементах СН можно отнести:

- 1) совершенствование геометрии проточной части СН;
- 2) использование новых материалов и специальных покрытий;

3) закрутка потоков;

4) переход от эжекции постоянным активным потоком к эжекции струей с нестационарно изменяющимися параметрами (СН с импульсным течением эжектирующей струи, колеблющейся струей, СН с вращающимся соплом, с изменением направления истечения активной струи).

Два первых направления в настоящее время в значительной степени изучены для известных и распространенных струйных насосов: с круглым центральным соплом и кольцевым одноповерхностным соплом. Перспективным направлением совершенствования геометрии рассматривается применение центрального двухповерхностного сопла.

Два последних направления в настоящее время изучены недостаточно и не существует единых теорий, которые их объясняют. При этом часто техническая реализация принципов нестационарного течения в струйном насосе сопровождается потерей надежности работы, за счет внедрения подвижных частей или сильной зависимости от внешних воздействий (вибрации, твердых включений и др.).

На основании проведенного анализа, а также используя принципы теории решения изобретательских задач, разработана перспективная конструкция струйного насоса, в котором комбинированно сочетаются два способа улучшения энергетических показателей: закрутка взаимодействующих потоков и двухповерхностное сопло.

### **Структурный синтез**

#### **Двухповерхностное сопло**

Передача энергии от активного потока к пассивному потоку происходит в струйном насосе на границе их взаимодействия, в связи с чем данные гидромашин также относят к насосам трения. На сегодняшний день наиболее распространёнными являются конструкции с центральным круглым соплом и кольцевым

соплом (рисунок 1 – (a) и (b)). В таких насосах имеется одна поверхность взаимодействия потоков. На рисунке 1 для насоса с центральным круглым соплом (a) поверхность взаимодействия условно показана цифрой 1, для насоса с кольцевым соплом (b) – цифрой 2.

Для насоса с центральным кольцевым соплом (c) характерны две поверхности взаимодействия потоков – 1 и 2 на рисунке 1 (c). Это способствует наиболее эффективной передаче энергии

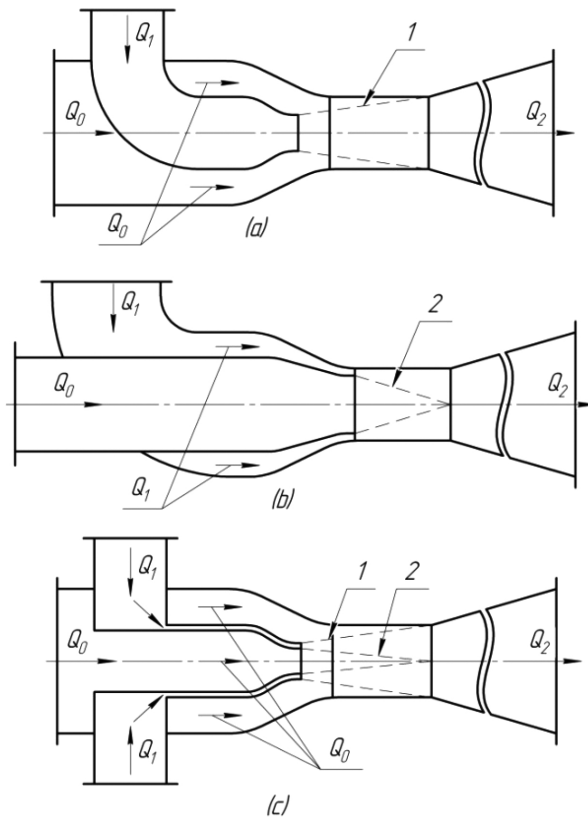


Рис. 1. Поверхности взаимодействия потоков для различных видов сопла струйного насоса

гии от активного потока к пассивному, поскольку значительно возрастает площадь их взаимодействия.

### Закрутка потока

Существенной предпосылкой к применению закрученных потоков в струйных насосах является их свойство, заключающееся в увеличении присоединенной массы эжектирующей струи (прирост расхода пассивного потока) по сравнению с прямоточными течениями [1, 3]. Этот эффект представлен на рисунке 2 для круглого затопленного сопла.

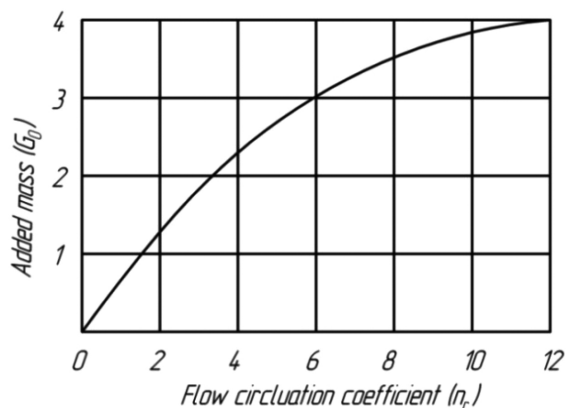


Рис. 2. Зависимость присоединенной массы от параметра закрутки потока для затопленной круглой струи

Закрутка потоков может быть выполнена принципиально различными способами: специальными подводами активного потока (спиральный, тангенциальный, многосопловой), лопаточными системами, нарезками и ребрами и др. В результате анализа было получено, что наиболее эффективным с точки зрения закрутки затопленной кольцевой струи является многосопловой тангенциальный подвод [4]. Предварительные расчеты показали, что подобный способ позволяет осуществить необходимую закрутку струи без разрушения ее структуры. Кроме того, наклон

тангенциальных каналов по отношению к оси насоса позволяет добиваться требуемого параметра закрутки потока.

Закрутка позволяет в том же рабочем пространстве увеличить длину поверхностей тока взаимодействующих потоков. Это способствует увеличению эффективности передачи энергии.

При закрутке потока в струйном насосе суммарный поток на выходе из камеры смешения приобретает окружную составляющую скорости, которая, препятствуя отрыву потока от стенок, повышает эффективность работы диффузора. Этот эффект также позволяет увеличить угол диффузорности и уменьшить длину диффузора, что способствует уменьшению габаритов СН.

### **Конструкция насоса**

Конструкция СН с закрученной двухповерхностной струей показана на рисунках 3–4.

Двухповерхностное кольцевое активное сопло 4 располагается в центральной части приемной камеры 2. Подвод рабочей среды к соплу осуществляется через тангенциальные наклонные каналы 1, которые выполняются внутри неподвижных лопаток 5. Лопатки 5 располагаются между стенкой приемной камеры 2 и кольцевым соплом 4, и одновременно выполняют несколько функций: подвод активного потока, обеспечение целостности и прочности конструкции, уменьшение гидравлических потерь при обтекании пассивным потоком и закрутку части пассивного потока.

Взаимодействие активного и пассивного потока происходит в цилиндрической камере смешения 3. Дальнейшее преобразование кинетической энергии потока в потенциальную происходит в диффузоре 6 струйного насоса.

Проточная часть струйного насоса делится на три области течения: 1) внешний пассивный поток, закрученный специальной лопастной системой (поз. 5) – кольцевая область с началом отсчёта в  $D_0 - d_1$ ; 2) активный поток, закрученный при помощи многоканального тангенциального подвода (поз. 1) – кольцевая

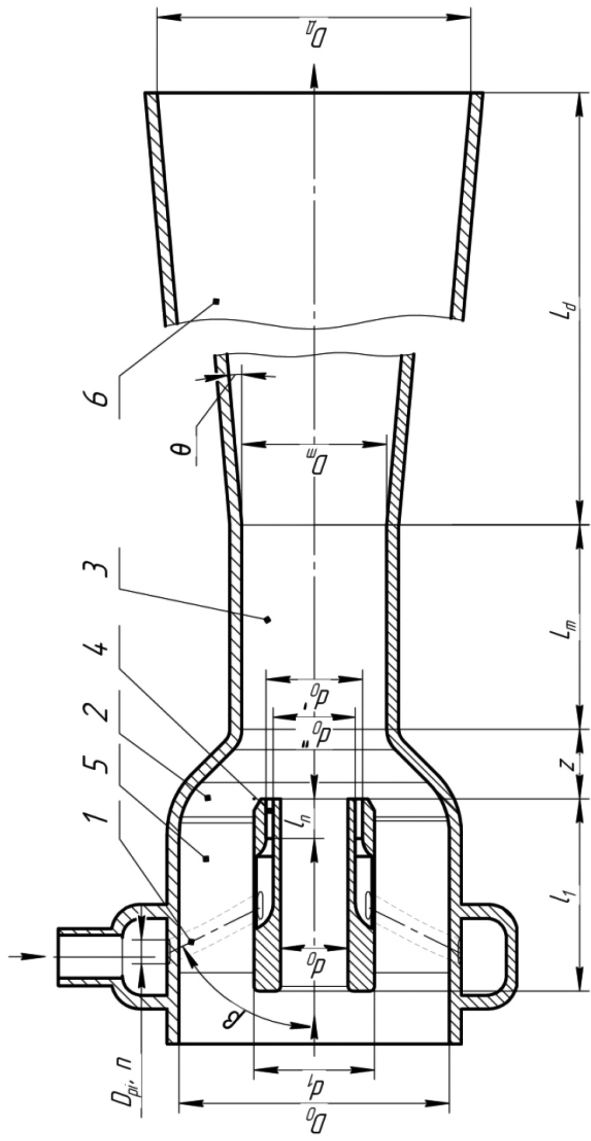


Рис. 3. Схема двухповерхностного струйного насоса нового типа:

1 — каналы подвода рабочего потока к кольцевому соплу; 2 — приемная камера; 3 — камера смещения; 4 — кольцевое активное сопло; 5 — лопатки (направляющий аппарат); 6 — диффузор



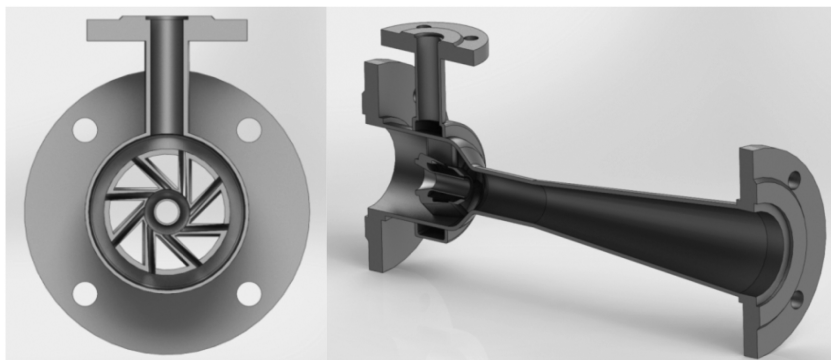


Рис. 4. Поперечный и продольный разрез модели струйного насоса

область с началом отсчёта в  $d_0'' - d_0'$ ; 3) центральный осевой пассивный поток – круглая область с началом отсчёта на диаметре  $d_0$ .

Важным с точки зрения эффективности работы струйного насоса является также течение в каналах подвода активного потока к кольцевому соплу, но оно не является частью рабочего процесса и рассмотрено в [4].

### Параметры и характеристики струйного насоса

В качестве исходных данных для проектирования струйного насоса принимается относительный напор  $h$  и необходимый суммарный поток  $Q_2$ . В такой постановке задачи наибольшая эффективность насоса соответствует наибольшему коэффициенту эжекции  $q$ .

$$h = \frac{H_s}{H_s + H_d}, \quad (1)$$

$$Q_2 = Q_0 + Q_1; \quad q = \frac{Q_0}{Q_1}, \quad (2)$$

Как показано на рис. 1  $Q_0$  – расход пассивного потока, а  $Q_1$  – расход активного потока.

Первое приближение геометрии струйного насоса с кольцевым соплом рассчитывается на основании следующих выражений:

$$q = \frac{k}{1 - \varphi_d^2 \varphi_{in}^2} \left( \sqrt{1 + (m\varphi_d^2 - 1)(1 - \varphi_d^2 \varphi_{in}^2)} - 1 \right), \quad (3)$$

$$m = (1 + q)^2 (1 + \zeta_d) - \frac{q^2}{1 + \zeta_{in}}, \quad (4)$$

$$v_n = \varphi_n \sqrt{2gH_d}, \quad (5)$$

$$F_n = \frac{Q_1}{v_n}, \quad F_{mc} = mF_n. \quad (6)$$

В выражениях (3)–(6)  $k$  – опытная поправка для кольцевого сопла;  $m$  – отношение площадей горловины  $F_{mc}$  и кольцевого сопла  $F_n$ ;  $\varphi_n$ ,  $\varphi_d$ ,  $\varphi_{in}$  – коэффициенты скорости сопла, диффузора и входа;  $\zeta_d$ ,  $\zeta_{in}$  – коэффициент гидравлического сопротивления диффузора и сопла.

Дальнейшее исследование СН показали необходимость оптимизации геометрических параметров, полученных на основании приведённых выше выражений, для достижения более высокой эффективности. В частности, подлежит уточнению поправочный коэффициент для кольцевого сопла.

### Численное моделирование рабочего процесса СН

Проведено моделирование работы СН в пакете вычислительной гидродинамики Ansys CFX.

Выполнение расчёта проводилось по следующим этапам (рисунки 5):

- создание геометрической модели проточной части;
- создание сетки контрольных объемов на модели проточной части (расчетной области);
- задание граничных условий;
- численное решение системы уравнений Навье–Стокса;
- анализ полученных результатов.

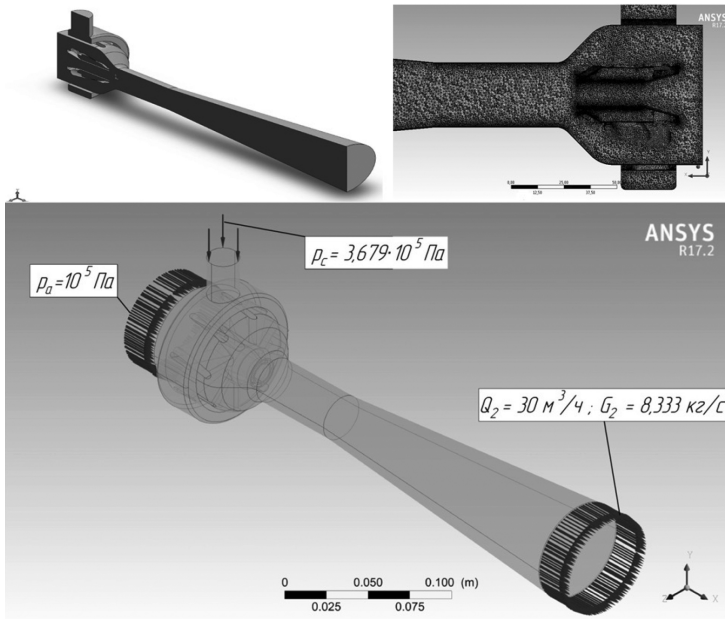


Рис. 5. Расчётная область, граничные условия и сетка контрольных объёмов

В процессе создания сетки использовались три типа элементов: тетраэдрические (Tet4), призматические (Wed6) и пирамиды (Pyg5). В таблице 1 и таблице 2 представлены некоторые параметры сетки.

Таблица 1

**Некоторые параметры сетки контрольных объёмов**

Max Face Size, мм	1,2
Max Tet Size, мм	3,0
Curvature Normal Angle	18°
Параметр роста	1,2
Максимальная толщина, мм	0,7
Количество слоев ПС, мм	6

**Некоторые параметры качества сетки контрольных объёмов**

Количество узлов	1 064 996
Количество элементов	3 322 101
Перпендикулярность (Min/Max/Average)	0,14381/0,99998/0,86576
Скошенность (Min/Max/Average)	6,2128e-6/0,89214/0,23528
Соотношение сторон (Min/Max/Average)	1,1595/37,706/4,3636
Y+Max	201.2

Из-за малой площади сопла кольцевой объем и области вблизи него разделены более плотной сеткой для повышения точности расчета. Также сетка сгущается в области распределения потока (объемы всасывающей камеры и камеры смешения).

**Результаты**

Согласно ранее представленному алгоритму, в ANSYS CFX были исследованы три типа СН:

- с центральным круглым соплом (рисунок 1 (а)). Эти насосы широко используются и их характеристики хорошо известны. Анализ характеристик такого эжектора позволяет сделать выводы о достоверности результатов, а сравнение с этими характеристиками позволяет сделать выводы об эффективности работы насоса с закруткой потока. Насос сконструирован по методике Соколова и Зингера [5].

- с центральным кольцевым соплом (двойная поверхность) без закрутки потока. Анализ характеристик такого эжектора позволяет сделать выводы об эффективности двойной поверхности смешения СН. Насос сконструирован по методике Александрова и Тарасиянца [6, 9].

- с центральным кольцевым соплом (двойная поверхность) с закруткой потока.

Струйные насосы были спроектированы со следующими рабочими параметрами для работы в паре с насосом 4К-12 как показано на рисунке 6:

- коэффициент напора  $h = 0,074$  ( $H_s = 3,0$  м,  $H_d = 37,5$  м);
- расход смешанного потока  $Q_2 = 30$  м<sup>3</sup>/ч.

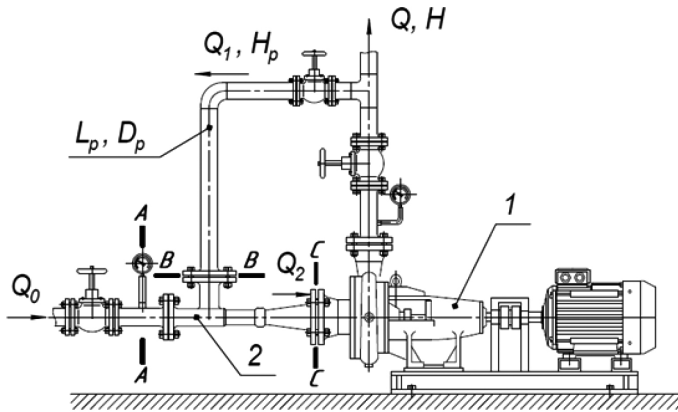


Рис. 6. Центробежный насос 4К-12 (поз. 1) со СН (поз. 2)

На основе расчетов в Ansys CFX была выполнена оценка КПД и получены характеристики  $H(Q)$ ,  $\eta(Q)$  (рисунок 7).

Индекс «1» используется для СН с круглым центральным соплом, «2» – для СН с центральным кольцевым соплом без закрутки потока «3» для двухповерхностного СН с закруткой потока.

Характеристики СН с центральным круглым соплом (рисунок 7 «1») позволяют говорить о достаточной точности расчетов, поскольку они близки к известным значениям, основанным на экспериментальных данных [5].

Анализ характеристик СН с центральным кольцевым соплом без закрутки потока (рисунок 7 «2») показал, что существующая методология проектирования [5] не позволяет получить желаемый результат по эффективности для требуемых параметров. Анализ векторов скорости и давления в проточной части насоса позволил сделать вывод, что основной причиной низкой эффективности

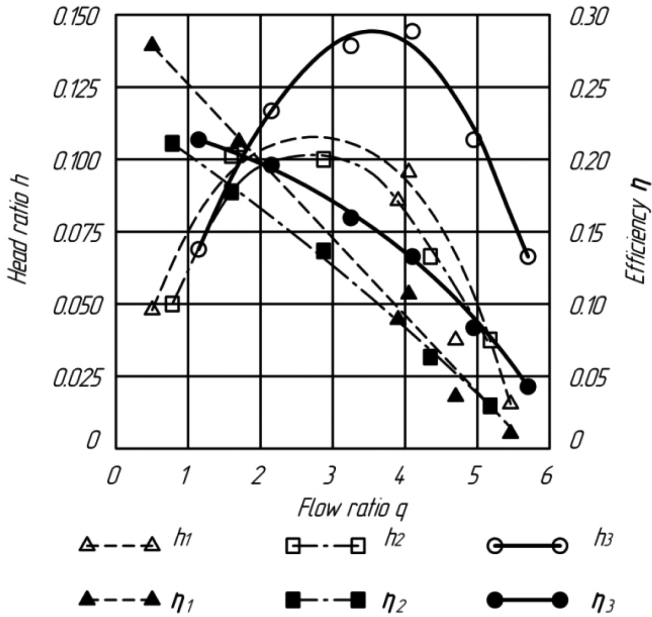


Рис 7. Характеристики СН различных типов

является неправильное рекомендуемое соотношение кольцевого сопла и диаметров смесительной камеры. Методология была разработана для других значений относительного расхода  $q$ , что может быть причиной этих расхождений. Пассивный кольцевой поток (рисунок 3) в этом случае был практически полностью зажат и не оказывал желаемого влияния на передачу энергии от активного к пассивному потоку. Этот эффект был учтен, и была изменена геометрия СН с центральным кольцевым соплом (двухповерхностный) с закруткой потока и были получены Кривые «3».

Характеристики показывают увеличение относительного расхода  $q$  для исполнения с закруткой потока, что подтверждается экспериментальными данными (рисунок 2). В СН, спроектированном на те же параметры, уровень КПД достиг 29 %, что значительно превышает значения насосов без закрутки потока

и с центральным соплом. Некоторые параметры СН с центральным соплом, с двумя поверхностями взаимодействия с закруткой и без нее приведены в таблице 3.

Таблица 3

Сравнение СН различной конструкции

Типа СН	$\eta$	$q$	$L$ , мм
С центральным круглым соплом	0,21	3,0	495
С центральным кольцевым соплом без закрутки потока	0,20	2,5	350
С центральным кольцевым соплом с закруткой потока	0,29	3,7	260

Расчеты в ANSYS CFX, а также предварительный конструкторская проработка подтверждают преимущества двухповерхностного струйного насоса с закруткой потока: повышение эффективности и уменьшение общей длины. В связи с этим было проведено численное моделирование для изучения влияния различных геометрических параметров СН на КПД и коэффициент расхода. Результаты представлены на рисунке 8.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Наибольшее влияние на коэффициент расхода оказывает диаметр сопла  $d_0$  и ширина  $\delta$ . Другие параметры влияют незначительно.

2. Угол наклона подводящих каналов  $\beta$  влияет на коэффициент расхода только начиная с ширины сопла  $\delta > 2,5$  мм в связи с чем результаты показывают незначительное влияние этого параметра.

3. Уменьшение расстояния от выхода сопла до входа в камеру смещения  $z$  приводит к повышению эффективности. Это можно объяснить интенсивным ослаблением завихрения струи, что показывают эпюры скорости и давления при численном моделировании ANSYS CFX.

4. Увеличение угла диффузорности  $\alpha_d$  и длины диффузора  $L_d$  предсказуемо приводит к снижению КПД насоса.

5. Уменьшение ширины зазора приводит к увеличению эффективности, но в то же время необходимо проверить работу без кавитации.

6. Увеличение угла наклона каналов  $\beta$  позволяет повысить эффективность. Кривая имеет экстремум.

7. Незначительное влияние угла лопаток на выходе  $\alpha_2$  связано с узким диапазоном изменения параметра, что зависит от конструкции насоса на конкретные параметры.

8. Влияние параметров оказывает мультипликативный эффект. Общее увеличение КПД после изменения конструкции насоса показано на характеристиках рисунок 7.

9. Полученные результаты следует рассматривать как ориентировочные, поскольку они были получены для конструкции насоса по определенным параметрам и требуют экспериментальной проверки, несмотря на подтверждение достоверности результатов на основе сторонних источников.

### **Выводы**

Предложена возможная реализация двухповерхностного струйного насоса с завихрениями потоков (привода и всасывания). Завихрение движущего потока в предлагаемой конструкции осуществляется с помощью тангенциальных каналов.

В СН с закруткой потока можно выделить следующие положительные аспекты:

– увеличение КПД по сравнению с существующими конструкциями СН [11, 12];

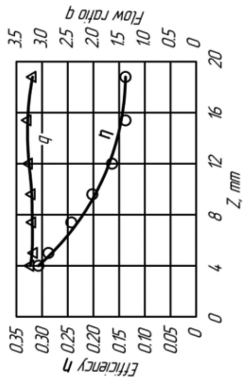
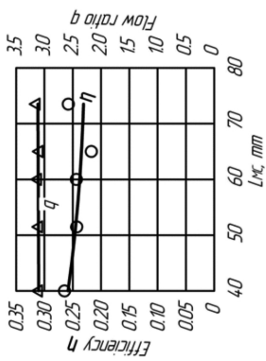
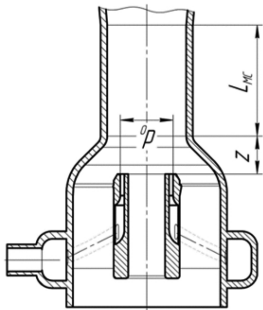
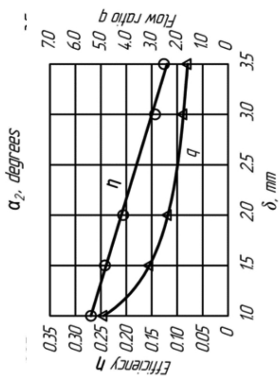
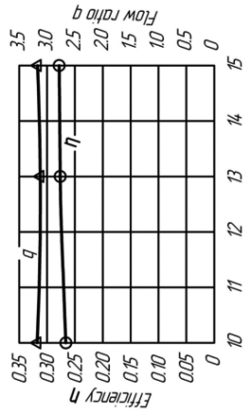
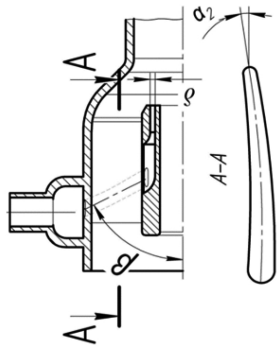
– увеличение коэффициента эжекции, что позволяет получать насосы для больших расходов при одинаковых внешних энергетических параметрах;

– уменьшенные размеры по сравнению с существующими конструкциями СН;

– увеличенный рабочий диапазон.

Среди недостатков СН с закруткой потока можно отметить усложнение изготовления из-за наличия направляющего аппарата и тангенциальных каналов.





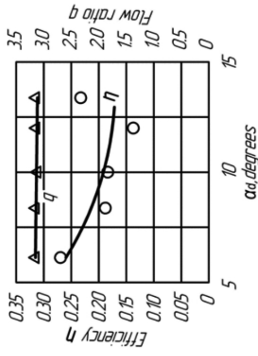
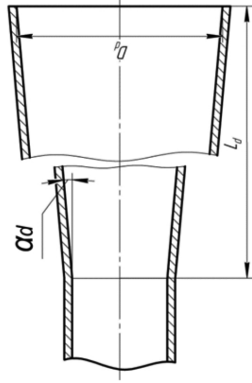
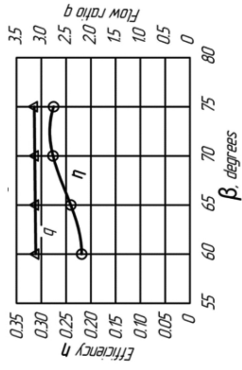
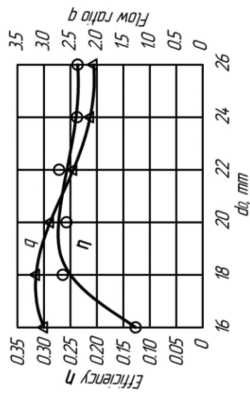


Рис. 8. Влияние геометрических параметров СН на коэффициент расхода и КПД

## Список литературы

1. **Абрамович Г. Н.** Теория турбулентности. – М. : ЭКОЛИТ, 2011. – 720 с.
2. **Seitasanov I. S.** Study of hydraulic elevators with tangential suction medium inlet used in hydraulic engineering and land reclamation : Ph. D. Thesis. – Taraz, 1999. – 20 p.
3. **Ахмедов Р. Б.** Аэродинамика закрученных потоков. – М. : Энергия, 1977. – 240 с.
4. **Лямасов А. К., Орахелашвили Б. М., Боровиков В. Н.** Подвод активного потока двухповерхностного струйного насоса с принудительной закруткой // Технический оппонент. – 2019. – № 3. – ISSN:2658-3801.
5. **Соколов Е. Ю., Зингер Н. М.** Струйные насосы. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
6. **Александров В. В.** Повышение эффективности мелиоративных насосных станций методом внедрения эжекции во всасывающие и напорные трубопроводы центробежных насосов : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Волгоград, 2012.
7. **Yapici R. and Aldas K.** Optimization of water jet pumps using numerical simulation // Journal of Power and Energy. – 1977. – 227(4). – pp. 438–449.
8. **Hammound A. H.** Effect of design and operational parameters on jet pump performance // Proceedings of the 4<sup>th</sup> WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Elounda, Greece. – 2006. – pp. 245–252.
9. **Тарасьянц С. А.** Рекомендации к выбору оптимальных геометрических размеров кольцевых сопел струйных насосов с двухповерхностной рабочей струей // Online electronic journal of the Kuban State Agrarian University. – 2012. – No. 75. – pp. 240–249.
10. **Зуев Ю. Ю.** Основы создания конкурентоспособной техники и разработки эффективных решений. – М. : Издательский дом МЭИ, 2006.
11. **Yang X., Long X., Kang Y., Xiao L.** Application of Constant of Velocity or Pressure Change Method to Improve Annular Jet pump Performance // International Journal of Fluid Machinery and Systems. – DOI: <http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2013.6.3.137>. – Vol. 6, No. 3, July-September 2013. – ISSN (Online): 1882-9554.
12. **Husain A., Sonawat A., Mohan S., Samad A.** Energy Efficient Design of a Jet Pump by Ensemble of Surrogates and Evolutionary Approach // International Journal of Fluid Machinery and Systems. – DOI: <http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2016.9.3.265>. – Vol. 9, No. 3, July-September 2016. – ISSN (Online): 1882-9554.