
ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение
Т. 21, № 2, 2019
Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

DOI: 10.15593/2224-9877/2019.2.02

УДК 621.694.3

**А.С. Ипанов¹, М.А. Ошивалов², К.С. Галягин²,
Ю.А. Селянинов², М.А. Савин², Е.И. Вахрамеев²**

¹ ООО «АльфаТех», Пермь, Россия

² Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ
МНОГОФАЗНЫХ ГИДРОСТРУЙНЫХ НАСОСОВ**

Гидроструйные насосы применяются во многих отраслях техники. Они предназначены для перекачки жидких, газообразных или газожидкостных смесей. Хотя гидроструйные установки имеют относительно невысокий КПД (порядка 30 %), они имеют явные преимущества по сравнению, например, с мультифазными насосами, так как отличаются простотой конструкции и эксплуатации, отсутствием движущихся механических частей, а следовательно, надежностью работы.

При проектировании проточных трактов гидроструйных насосов в основном используют инженерные методики расчета однофазных течений, опирающиеся на законы сохранения энергии, массы, импульса с использованием полуэмпирических зависимостей, однако результаты их применения для расчета многофазных течений оказываются весьма приближенными. Для оптимизации проточных трактов установок более эффективным подходом является математическое моделирование течений с использованием современных программных комплексов, ориентированных на решение задач гидро- и газодинамики.

Приведены результаты математического моделирования работы гидроструйного насоса в условиях перекачки газожидкостной смеси. Моделирование проведено с применением вычислительного комплекса STAR-CCM+. Задача решена в эйлеровых координатах с применением модели Volume of Fluid (VOF) для многофазного течения. Турбулентное течение газожидкостной смеси описано с помощью $k-\epsilon$ -модели. При этом сделано допущение об отсутствии химического взаимодействия между фазами, а также в первом приближении опущен учет сил поверхностного натяжения. Во всех проведенных расчетах в качестве жидкой фазы использована вода, а в качестве газовой фазы идеальный газ – воздух.

Рассмотрены варианты расчетов проточного тракта с цилиндрическим и кольцевым активными соплами. Проведена сравнительная оценка эффективности работы установки. Показано, что наиболее эффективным является вариант проточного тракта с кольцевым соплом при раздельной подаче газа и жидкости через два пассивных входа.

Ключевые слова: гидроструйный насос, активная жидкость, пассивная среда, проточный тракт, математическое моделирование, расчет, многофазные течения, инженерные методики, газогидродинамика, кольцевое сопло.

A.S. Ipanov¹, M.A. Oshivalov², K.S. Galyagin², Yu.A. Selyaninov², M.A. Savin², E.I. Vakhrameev²

¹ LLC "AlfaTech", Perm, Russian Federation

² Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

MATHEMATICAL MODELING OF MULTIPHASE HYDROJET PUMP OPERATION

Hydro jet pumps are used in many branches of engineering. They are designed for pumping liquid, gaseous or gas-liquid mixtures. Although hydro-jet setups have a relatively low efficiency factor (about 30 %), they demonstrate obvious advantages over, for example, multiphase pumps due to simplicity of their design and operation, the absence of moving mechanical parts and, as a consequence, high reliability.

For the most part, designing of flow ducts of hydro-jet pumps is carried out by applying the engineering methods of single-phase flow computation, which are based on the laws of conservation of energy, mass, momentum and semi-empirical relationships. However, the results of their application for evaluating multiphase flows are highly approximate. A more efficient approach to optimization of the duct system of Hydro jet pumps is the mathematical modeling of flows using modern software packages adapted to problems of hydro- and gas dynamics.

The paper presents the results of mathematical modeling of hydro-jet pump operation under conditions of pumping gas-liquid mixtures. The simulation was performed using the STAR-CCM+ software. The problem was solved in the Euler coordinates using the Volume of Fluid (VOF) model of a multiphase flow. A turbulent flow of gas-liquid mixture is described in the framework of the $k-\epsilon$ model assuming that there is no chemical interaction between the phases, and the first approximation does not take into account the surface tension forces. In the calculations made, water was used as the liquid phase, and air, which is an ideal gas - as the gas phase.

A few variants of computation of flow ducts with cylindrical and annular active nozzles are considered. A comparative assessment of the pump efficiency is carried out. It has been shown that the most effective model is the pump, in which the flow duct is fitted with an annular nozzle and the gas and liquid are fed separately through the two passive inlets.

Keywords: hydrojet pump, active liquid, passive medium, flow duct, mathematical model, numerical simulation, multiphase flows, engineering techniques, gas-hydrodynamics, annular nozzle.

По принципу действия гидроструйные насосы существенно отличаются от насосов других типов. Основным их достоинством является простота конструкции, связанная с отсутствием подвижных частей, и, как следствие, высокая надежность работы и простота обслуживания.

Проточный тракт аппарата такой конструкции (рис. 1) включает активное сопло 1 для подачи рабочей жидкости с объемным расходом Q_0 под давлением p_0 , приемную камеру 4 для подачи перекачиваемой пассивной среды с объемным расходом Q_1 под давлением p_1 , камеру смешения 2 и диффузор 3, на выходе которого устанавливается давление p_2 газожидкостной смеси с объемным расходом Q_2 . Кроме этого, в состав установки входит насос высокого давления для подачи активной жидкости.

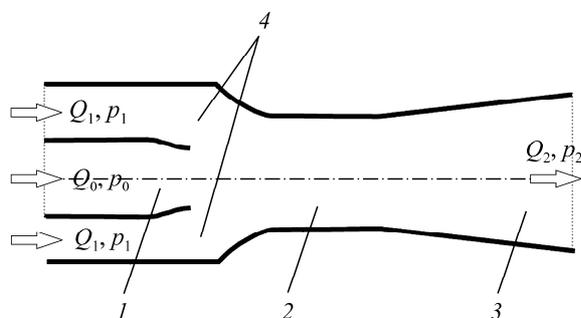


Рис. 1. Схема проточного тракта гидроструйного насоса

Поток активной жидкости, выходящий с высокой скоростью из сопла, создает разрежение, всасывает пассивную среду из приемной камеры и, передавая свою кинетическую энергию, увеличивает тем самым ее скорость. В камере смешения происходит выравнивание скоростей потоков двух сред за счет сил гидродинамического трения, возникающих на границе их соприкосновения. Диффузор служит для преобразования кинетической энергии смешанного потока в статическое давление, под действием которого происходит его дальнейшая транспортировка.

Для обеспечения работы насоса необходимо, чтобы активная жидкость на входе в сопло имела более высокое давление по сравнению с давлением пассивной среды. Давление же смеси сред на выходе аппарата будет иметь некоторое промежуточное значение. При этом пассивная среда может быть жидкостью, газом или газожидкостной смесью (ГЖС).

Большое значение имеют скорость активного потока на выходе из сопла и величина поверхности контакта струи активной жидкости с пассивной средой. Для формирования потока активной жидкости могут быть использованы сопла различной

геометрии: осевые (цилиндрические), кольцевые, многоструйные и т.д. Наиболее распространены осевые и кольцевые сопла, обеспечивающие наибольшую скорость и кинетическую энергию потока активной жидкости.

Одним из параметров, характеризующих эффективность работы струйного насоса, является коэффициент инжекции, определяемый как отношение полной объемной подачи насоса к объемному расходу активной жидкости Q_0 . Полная подача Q_2 складывается из объемных расходов активной жидкости Q_0 и пассивной среды Q_1 при давлении на выходе из диффузора. Тогда коэффициент инжекции [1]

$$u = \frac{Q_0 + Q_1}{Q_0}.$$

Коэффициент полезного действия струйного насоса представляет собой произведение коэффициента инжекции на коэффициент напора. Коэффициент напора рассчитывается по формуле

$$\beta = \frac{(p_2 - p_1)}{(p_0 - p_2)},$$

где p_0 – давление активной жидкости на входе в сопло; p_1 – давление пассивной среды на входе; p_2 – давление смеси на выходе из диффузора.

Проектирование и расчет проточных трактов гидроструйных установок обычно выполняют с использованием инженерных методик. Реализованные в них подходы базируются на основных законах механики – законах сохранения энергии, массы, импульса.

Существующие методики расчета струйных аппаратов можно разделить на четыре основные группы: методики, основанные на уравнении баланса энергии [2–4], эмпирических зависимостях [1, 5, 6], уравнении сохранения количества движения [7], а также на теоретических зависимостях, полученных в результате совместного решения уравнений неразрывности, количества движения, энергии при тех или иных допущениях [8, 9].

Наиболее полные методики расчета струйных аппаратов опубликованы в работах Е.Я. Соколова, Н.М. Зингера, К.Г. Донца [10, 11] и В.Г. Цегельского [12–19]. Здесь детально рассмотрены процессы и выведены основные расчетные уравнения для многих видов струйных аппаратов, в том числе газоструйных компрессоров и струйных насосов.

Такой подход эффективен при расчете струйных аппаратов с однофазными течениями, как наиболее хорошо изученных. При расчете же струйных аппаратов с многофазными течениями суще-

ствующие полуэмпирические инженерные методики оказываются малоэффективными. Они дают возможность оценить интегральные характеристики проточных трактов лишь в первом приближении и не позволяют оптимизировать геометрию проточного тракта с учетом особенностей гидродинамики течения в условиях перекачки ГЖС.

Более перспективным способом оптимизации геометрических характеристик проточного тракта с целью обеспечения рациональных режимов перекачки ГЖС является математическое моделирование гидродинамики течения многофазной среды. Такой подход позволяет детально анализировать влияние различных факторов на эффективность работы струйного насоса и существенно облегчает оптимизацию конструкции установки. С учетом широкого спектра применения в технике струйных насосов актуальность таких исследований не вызывает сомнений.

Следует отметить, что математическая модель, описывающая явления тепломассообмена при течения многокомпонентных сред, оказывается достаточно сложной. Решение задачи практически возможно лишь с использованием современных программных комплексов, ориентированных на решение задач гидро- и газодинамики, таких как ANSYS, STAR-CCM+, FlowVision и им подобных.

В нашей ранее опубликованной работе [20] приведены результаты компьютерного моделирования работы проточного тракта гидроструйного насоса для перекачки нефтепродуктов с кольцевым активным соплом. На основании анализа вычислительных экспериментов, проведенных с использованием программного комплекса STAR-CCM+, показано, что автоматическое изменение проходного сечения сопла, согласованное с регулированием мощности насоса высокого давления для подачи активной жидкости, увеличивает КПД гидроструй-

ной установки при перекачке ГЖС переменного состава.

Применение кольцевого сопла (рис. 2) позволяет сформировать активную струю кольцевого сечения и организовать два входа для пассивной среды – внешнюю приемную камеру с расходом Q_1 и внутренний канал кольцевого сопла с расходом Q_1^* , за счет чего увеличивается поверхность контакта взаимодействующих сред и возрастают коэффициенты инжекции и КПД струйного насоса. Кроме этого, происходит более быстрое выравнивание скоростей активного W_0 и пассивных W_1 и W_1^* потоков в камере смешения.

Вместе с тем сравнительный анализ эффективности перекачки ГЖС с использованием цилиндрического и кольцевого активных сопел одной и той же гидроструйной установкой с неизменной геометрией проточного тракта до настоящего времени не проводился. В частности, применение кольцевого сопла, в отличие от цилиндрического, позволяет организовать отдельную подачу компонентов – газа и жидкости – по двум пассивным входам при условии предварительной сепарации ГЖС.

В данной работе с использованием методов математического моделирования приведены результаты сравнительной оценки эффективности работы проточного тракта гидроструйной установки с цилиндрическим и кольцевым активными соплами при различных вариантах подачи пассивной среды.

Вариант расчетной схемы проточного тракта с кольцевым активным соплом представлен на рис. 3. Схема включает канал подачи активной жидкости с давлением p_0 , два канала подачи пассивной среды (давление среды p_1), камеру смешения и диффузор, на выходе которого задано давление p_2 .

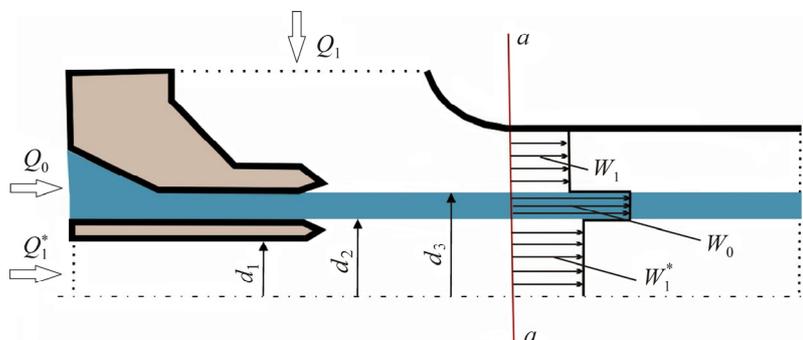


Рис. 2. Схема кольцевого сопла: d_1 – диаметр внутреннего канала подачи пассивной среды; d_2, d_3 – внутренний и наружный диаметры кольцевого канала активного сопла



Рис. 3. Расчетная схема проточного тракта с кольцевым соплом

Основные размеры проточного тракта следующие:

- длина цилиндрической части камеры смешения 284 мм;
- диаметр камеры смешения 24 мм;
- длина диффузора 660 мм;
- диаметр диффузора на выходе 94 мм;
- расстояние от среза сопла до цилиндрической части камеры смешения 28 мм;
- диаметр внутреннего канала подачи пассивной среды (d_1 на рис. 2) 7 мм;
- внутренний диаметр d_2 кольцевого канала активного сопла 10 мм;
- наружный диаметр d_3 кольцевого канала активного сопла 14,14 мм;
- площадь проходного сечения активного сопла $78,45 \text{ мм}^2$.

При исследовании работы установки с цилиндрическим активным соплом его диаметр составляет 10 мм, что обеспечивает такую же площадь проходного сечения, как и кольцевого. Остальные геометрические размеры проточного тракта остаются неизменными.

Математическое моделирование гидродинамики течений проведено с использованием вычислительного комплекса STAR-CCM+. Задача решена в эйлеровых координатах с применением модели Volume of Fluid (VOF) для многофазного течения. Постановка задачи включает уравнение Навье – Стокса для описания течения, а также уравнение неразрывности. Течение газожидкостной смеси описано двухслойной k - ϵ -моделью турбулентности. Задача решается как нестационарная по неявной схеме. Расчеты проводились до момента достижения нулевого баланса массы по входу и выходу установки.

В концептуальной постановке задачи приняты гипотезы об изотермном течении фаз и отсутствии теплообмена с окружающей средой. Кроме этого, не учитываются силы поверхностного натяжения и химическое взаимодействие между фазами. Задача решается в трехмерной осесимметричной постановке. В качестве активной жидкости используется вода, а в качестве пассивной среды ГЖС (смесь воды и воздуха) или воздух, причем в обоих случаях воздух рассматривается как идеаль-

ный газ. Границы элементов проточного тракта – сопел, камеры смешения и диффузора – считаются абсолютно гладкими (нулевая шероховатость).

Граничные условия включают задание избыточных значений давления активной жидкости и пассивной среды на входе в струйный насос и газожидкостной смеси на выходе из диффузора. При подаче ГЖС заданы объемные доли фаз на каждой границе входа пассивной среды.

Расчеты проводились при следующих исходных данных: давление активной жидкости $p_0 = 140$ бар, давление пассивной среды на входе $p_1 = 10$ бар, давление газожидкостной смеси на выходе из диффузора $p_2 = 20$ бар, объемный состав ГЖС на входе – 50 % жидкости и 50 % газа, температура активной жидкости и компонентов ГЖС – 300 К.

В начальный момент времени проточный тракт заполнен неподвижной жидкостью при давлении 20 бар.

При решении задачи определялись поля скоростей, давлений и объемных концентраций ГЖС в проточном тракте, а также объемные расходы активной жидкости и компонентов пассивной среды на входе и газожидкостной смеси на выходе струйного насоса.

Расчеты проведены для следующих вариантов перекачки продукции:

- 1) осевое сопло, пассивная среда – ГЖС;
- 2) осевое сопло, пассивная среда – газ;
- 3) кольцевое сопло, пассивная среда – ГЖС, подача ГЖС по обоим пассивным входам;
- 4) кольцевое сопло, пассивная среда – ГЖС, подача газа по внутреннему каналу кольцевого сопла, жидкости – по внешнему каналу (приемная камера);
- 5) кольцевое сопло, пассивная среда – газ, подача газа по обоим пассивным входам.

На рис. 4 в качестве иллюстрации приведены результаты расчета полей давления и скоростей течения перекачиваемой среды в области проточного тракта струйного насоса с кольцевым активным соплом. В полном соответствии с физическими представлениями о работе струйных насосов в камере смешения наблюдается относительное снижение давления при скоростях течения порядка 100–150 м/с. В диффузоре происходит торможение потока с одновременным ростом давления.

Выравнивание скоростей активного и пассивного потоков в камере смешения проточного тракта с кольцевым соплом происходит быстрее, чем с осевым. Так, для расчетных вариантов 1 и 3 при перекачке ГЖС скорость истечения активной жидкости из сопел составляет порядка 150 м/с.

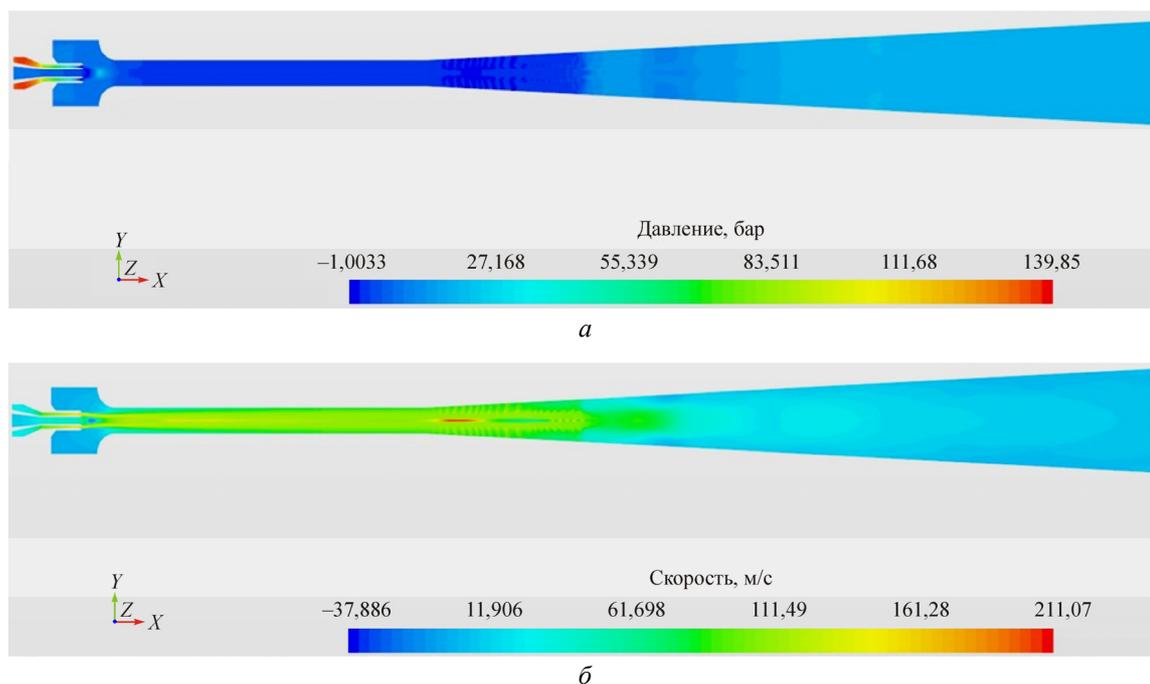


Рис. 4. Результаты расчета поля давлений (а) и поля скоростей течения (б) в проточном тракте струйного насоса с кольцевым активным соплом

На рис. 5, а приведены графики радиального распределения скоростей течения смеси в камере смешения на расстоянии 0,07 м от среза сопла. Из рисунка видно, что в рассматриваемом сечении скорость кольцевой струи активной жидкости менее 130 м/с, а скорость пассивной ГЖС из внутреннего канала кольцевого сопла составляет уже порядка 120 м/с. В то же время струя активной жидкости из осевого сопла в этом сечении по-прежнему сохраняет начальную скорость, а скорость перекачиваемой ГЖС в целом ниже, чем для варианта с кольцевым соплом.

В конце камеры смешения профили скоростей практически одинаковы (рис. 5, б). Максимальная скорость смеси составляет порядка 115 м/с. Следует отметить, что устойчивый профиль скорости с кольцевой активной струей устанавливается уже в середине камеры смешения, что позволяет использовать в проточном тракте более короткую камеру смешения.

В таблице приведены расчетные значения объемных расходов активной жидкости и компонентов пассивной среды, а также коэффициенты инжекции и КПД работы проточного тракта для каждого варианта. При расчете объемных расходов газа на входе и выходе установки его плотность определялась по уравнению состояния в зависимости от давления.

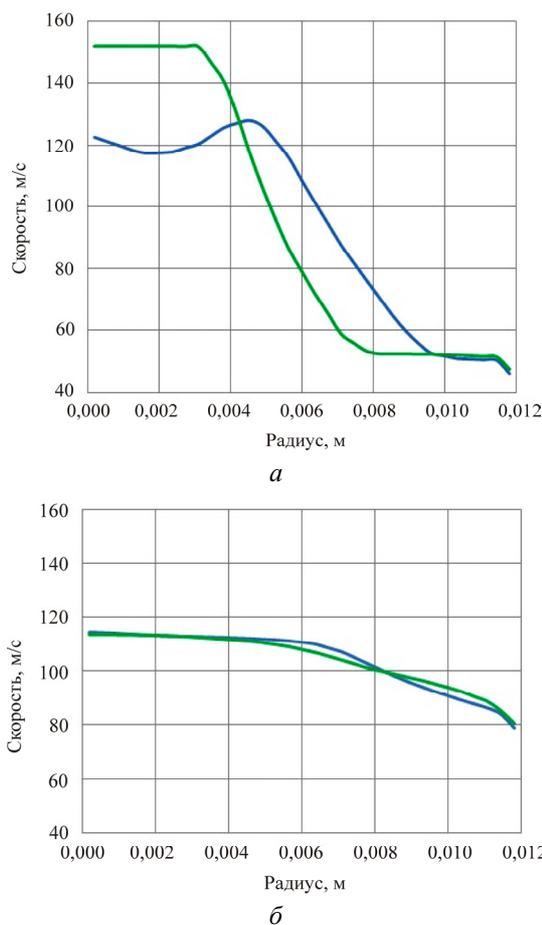


Рис. 5. Радиальное распределение скоростей потоков ГЖС в камере смешения на расстоянии 0,07 м (а) и 0,25 м (б) от среза сопла для двух вариантов проточного тракта: — кольцевое сопло, — осевое сопло

Результаты расчетов расходных характеристик проточного тракта

№ п/п	Сопло	Пассивная среда	Расход активной среды, м ³ /ч	Расход пассивной среды (газ на входе), м ³ /ч	Расход пассивной среды (жидкость), м ³ /ч	Расход газа на выходе, м ³ /ч	Расход ГЖС на выходе, м ³ /ч	Коэффициент инжекции	КПД, %
1	Осевое	ГЖС	41,21	233,63	21,74	122,38	185,32	4,497	37,46
2	Осевое	Газ	41,06	411,46	0,00	215,52	256,58	6,249	52,05
3	Кольцевое	ГЖС	42,19	258,00	21,96	135,14	199,30	4,724	39,35
4	Кольцевое	Газ + вода	41,84	276,06	41,90	144,60	228,34	5,457	45,46
5	Кольцевое	Газ	42,27	520,42	0,00	272,60	314,87	7,449	62,05

Расчетные расходы активной жидкости во всех вариантах мало отличаются друг от друга. Это обусловлено одинаковым проходным сечением активных сопел. В среднем по вариантам расход составляет 41,7 м³/ч, что соответствует скорости истечения из сопел порядка 147 м/с.

Анализируя результаты, следует отметить, что эффективность работы проточного тракта с кольцевым активным соплом выше как при перекачке ГЖС, так и при перекачке газа. Так, по сравнению с осевым соплом КПД установки при перекачке ГЖС больше на 1,9 % при подаче ГЖС по двум пассивным входам (вариант 3), а при раздельной подаче жидкости и газа (вариант 4) КПД увеличился на 8 %. Практическая реализация такого варианта перекачки возможна при условии предварительной сепарации ГЖС на входе в струйный насос.

Наибольшие коэффициенты инжекции и КПД достигаются при перекачке газа, как менее плотной среды. В этом случае расчетный КПД проточного тракта с кольцевым активным соплом увеличился на 10 %.

В целом с учетом принятой концептуальной постановки задачи моделирования полученные расчетные значения коэффициентов инжекции и КПД согласуются с имеющимися литературными данными и подтверждают возможность повышения эффективности работы многофазных струйных насосов за счет применения кольцевого активного сопла.

Список литературы

1. Ефимочкин Г.И. Конструкция и расчет водоструйных эжекторов с удлиненной камерой смешения // Теплоэнергетика. – 1982. – № 12. – С. 48–51.
2. Радциг А.А. Теория и расчет конденсационных установок. – М.: Энергоиздат, 1934. – 218 с.
3. Казанский А.М. Конденсационные устройства. – М.: ГОНТИ, 1939. – 306 с.
4. Захариков Г.М. Основы теории водоструйных аппаратов для сжатия воздуха / Ин-т горного дела. – М., 1965. – 156 с.

5. Ефимочкин Г.И., Кореннов Б.Е. Методика расчета водовоздушного эжектора с удлиненной цилиндрической камерой смешения // Теплоэнергетика. – 1976. – № 1. – С. 84–86.

6. Ефимочкин Г.И., Кореннов Б.Е. Исследование и выбор водоструйных эжекторов с удлиненной цилиндрической камерой смешения // Электрические станции. – 1976. – № 4. – С. 46–49.

7. Канингэм Р.Ж. Сжатие газа с помощью жидкоструйного насоса // Тр. Америк. общ-ва инж.-мех. Сер. Д. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1974. – № 3. – С. 112–118.

8. Васильев Ю.Н. Теория двухфазного газожидкостного эжектора с цилиндрической камерой смешения // Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1971. – Вып. 5. – С. 175–261.

9. Васильев Ю.Н. Некоторые одномерные задачи течения двухфазной газопарожидкостной смеси // Лопаточные машины и струйные аппараты. – М.: Машиностроение, 1972. – Вып. 6. – С. 179–201.

10. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970. – 287 с.

11. Донец К.Г. Гидроприводные струйные компрессорные установки. – М.: Недра, 1990. – 174 с.

12. Цегельский В.Г. Применение теорем термодинамики необратимых процессов в определении режима работы двухфазного струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1976. – № 5. – С. 98–103.

13. Цегельский В.Г. Определение режимов работы жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1977. – № 5. – С. 60–65.

14. Цегельский В.Г. К теории двухфазного струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1977. – № 6. – С. 79–85.

15. Цегельский В.Г. О зависимости для динамического коэффициента связи в выходном сечении жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1984. – № 1. – С. 47–51.

16. Цегельский В.Г. К расчету характеристик жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1984. – № 3. – С. 63–68.

17. Цегельский В.Г. К расчету оптимальной длины камеры смешения жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – № 7. – С. 61–67.

18. Цегельский В.Г. Выбор оптимальной длины камеры смешения жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – № 7. – С. 61–67.

рата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – № 9. – С. 69–73.

19. Цегельский В.Г. Двухфазные струйные аппараты. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2003. – 408 с.

20. Компьютерное моделирование многофазного струйного насоса для перекачки нефтепродуктов / К.С. Галыгин, А.С. Ипанов, М.А. Ошивалов, Ю.А. Селянинов // Решение инженерных задач на высокопроизводительном вычислительном комплексе Пермского национального исследовательского политехнического университета: монография / под ред. В.Я. Модорского. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2014. – С. 207–216.

References

1. Efimochkin G.I. Konstruktsiia i raschet vodostruinykh ezhektorov s udlinennoi kameroi smesheniia [Design and calculation of water jet ejectors with extended mixing chamber]. *Teploenergetika*, 1982, no. 12, pp. 48–51.

2. Radtsig A.A. Teoriia i raschet kondensatsionnykh ustanovok [Theory and calculation of condensing units]. Moscow: Energoizdat, 1934, 218 p.

3. Kazanskii A.M. Kondensatsionnye ustroistva [Condensing devices]. Moscow: GONTI, 1939, 306 p.

4. Zakharikov G.M. Osnovy teorii vodostruinykh apparatov dlia szhatiia vozdukh [Basic theory of waterjet air compression devices]. Institut gornogo dela. Moscow, 1965, 156 p.

5. Efimochkin G.I., Korennov B.E. Metodika rascheta vodovozdushnogo ezhektora s udlinennoi tsilindricheskoj kameroi smesheniia [Calculation method for an air-water ejector with an elongated cylindrical mixing chamber]. *Teploenergetika*, 1976, no. 1, pp. 84–86.

6. Efimochkin G.I., Korennov B.E. Issledovanie i vybor vodostruinykh ezhektorov s udlinennoi tsilindricheskoj kameroi smesheniia [Study and selection of water jet ejectors with elongated cylindrical mixing chamber]. *Elektricheskie stantsii*, 1976, no. 4, pp. 46–49.

7. Kaningem R.Zh. Szhatie gaza s pomoshch'iu zhidkostruinogo nasosa [Gas compression with a liquid jet pump]. *Trudy amerikanskogo obshchestva inzhenerov-mekhanikov. Teoreticheskie osnovy inzhenernykh raschetov*, 1974, no. 3, pp. 112–118.

8. Vasil'ev Iu.N. Teoriia dvukhfaznogo gazozhidkostnogo ezhektora s tsilindricheskoj kameroi smesheniia [Theory of two-phase gas-liquid ejector with cylindrical mixing chamber]. *Lopatochnye mashiny i struinye apparaty*, Moscow: Mashinostroenie, 1971, iss. 5, pp. 175–261.

9. Vasil'ev Iu.N. Nekotorye odnomernye zadachi tcheniia dvukhfaznoi gazoparozhidkostnoi smesi [Some one-dimensional problems of two-phase gas-liquid mixture flow]. *Lopatochnye mashiny i struinye apparaty*. Moscow: Mashinostroenie, 1972, iss. 6, pp. 179–201.

10. Sokolov E.Ia., Zinger N.M. Struinye apparaty [Spray machines]. Moscow: Energiia, 1970, 287 p.

11. Donets K.G. Gidroprivodnye struinye kompressornye ustanovki [Hydraulic Jet Compressor Systems]. Moscow: Nedra, 1990, 174 p.

12. Tsegel'skii V.G. Primenenie teorem termodinamiki neobratimnykh protsessov v opredelenii rezhima raboty

dvukhfaznogo struinogo apparata [Application of Theorem Thermodynamics of Irreversible Processes in Determining the Operation Mode of a Two-Phase Jet Jet Apparatus]. *Izvestiia vuzov. Mashinostroenie*, 1976, no. 5, pp. 98–103.

13. Tsegel'skii V.G. Opredelenie rezhimov raboty zhidkostno-gazovogo struinogo apparata [Determination of operation modes of liquid-gas jet device]. *Izvestiia vuzov. Mashinostroenie*, 1977, no. 5, pp. 60–65.

14. Tsegel'skii V.G. K teorii dvukhfaznogo struinogo apparata [To the two-phase jet theory]. *Izvestiia vuzov. Mashinostroenie*, 1977, no. 6, pp. 79–85.

15. Tsegel'skii V.G. O zavisimosti dlia dinamicheskogo koeffitsienta sviazi v vykhodnom sechenii zhidkostno-gazovogo struinogo apparata [About the dependence for the dynamic coupling coefficient in the output section of the liquid-gas jet device]. *Izvestiia vuzov. Mashinostroenie*, 1984, no. 1, pp. 47–51.

16. Tsegel'skii V.G. K raschetu kharakteristik zhidkostno-gazovogo struinogo apparata [To calculate the characteristics of a liquid-gas jet device]. *Izvestiia vuzov. Mashinostroenie*, 1984, no. 3, pp. 63–68.

17. Tsegel'skii V.G. K raschetu optimal'noi dliny kamery smesheniia zhidkostno-gazovogo struinogo apparata [To calculate the optimal length of the mixing chamber of the liquid-gas jet device]. *Izvestiia vuzov. Mashinostroenie*, 1988, no. 7, pp. 61–67.

18. Tsegel'skii V.G. Vybor optimal'noi dliny kamery smesheniia zhidkostno-gazovogo struinogo apparata [Selection of the optimal mixing chamber length for the liquid-gas jet]. *Izvestiia vuzov. Mashinostroenie*, 1988, no. 9, pp. 69–73.

19. Tsegel'skii V.G. Dvukhfaznye struinye apparaty [Two-phase jets]. Moscow: Izdatel'stvo MG TU imeni N.E.Baumana, 2003, 408 p.

20. Galiagin K.S., Ipanov A.S., Oshivalov M.A., Selianinov Iu.A. Komp'iuternoe modelirovanie mnogofaznogo struinogo nasosa dlia perekachki nefteproduktov [Computer simulation of a multiphase jet pump for petroleum products]. *Reshenie inzhenernykh zadach na vysokoproizvoditel'nom vychislitel'nom komplekse Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta: monografiia*. Ed. V.Ia. Modorskogo. Perm': Izdatel'stvo Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta, 2014, pp. 207–216.

Получено 09.02.19

Опубликовано 20.06.19

Сведения об авторах

Ипанов Алексей Степанович (Пермь, Россия) – технический директор ООО «АльфаТех»; e-mail: asipanov@mail.ru.

Ошивалов Михаил Анатольевич (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры сварочного производства, метрологии и технологии материалов Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: abins@pstu.ru.

Галыгин Константин Спартакович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент, доцент ка-

федры сварочного производства, метрологии и технологии материалов Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: abins@pstu.ru.

Селянинов Юрий Анатольевич (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры сварочного производства, метрологии и технологии материалов Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: abins@pstu.ru.

Савин Максим Анатольевич (Пермь, Россия) – старший преподаватель кафедры сварочного производства, метрологии и технологии материалов Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: abins@pstu.ru.

Вахрамеев Евгений Иванович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры сварочного производства, метрологии и технологии материалов Пермского национального исследовательского политехнического университета; e-mail: abins@pstu.ru.

About the authors

Aleksey S. Ipanov (Perm, Russian Federation) – Technical Director, LLC “AlfaTech”; e-mail: asipanov@mail.ru.

Michael A. Oshivalov (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: abins@pstu.ru.

Konstantin S. Galyagin (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: abins@pstu.ru.

Yuri A. Selyaninov (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: abins@pstu.ru.

Maxim A. Savin (Perm, Russian Federation) – Senior Lecturer, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: abins@pstu.ru.

Evgeny I. Vakhrameev (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, Perm National Research Polytechnic University; e-mail: abins@pstu.ru.