

**Библиографическое описание согласно ГОСТ Р 7.0.100–2018**

Численный анализ работы струйного насоса с изменяемой геометрией проточного тракта / М. А. Савин, М. А. Ошивалов, Е. И. Вахрамеев, К. С. Галягин. – Текст : непосредственный. – DOI 10.15593/2499-9873/2023.3.01 // Прикладная математика и вопросы управления / Applied Mathematics and Control Sciences. – 2023. – № 3. – С. 8–21.



ПРИКЛАДНАЯ МАТЕМАТИКА  
И ВОПРОСЫ УПРАВЛЕНИЯ  
№ 3, 2023

<https://ered.pstu.ru/index.php/amcs>



Научная статья

DOI: 10.15593/2499-9873/2023.3.01

УДК 621.694:519.87



## Численный анализ работы струйного насоса с изменяемой геометрией проточного тракта

М.А. Савин, М.А. Ошивалов, Е.И. Вахрамеев, К.С. Галягин

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Российская Федерация

### О СТАТЬЕ

Получена: 03 марта 2023

Одобрена: 05 июля 2023

Принята к публикации:

09 сентября 2023

#### Финансирование

Исследование не имело спонсорской поддержки.

#### Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

#### Вклад авторов

равноценен.

#### Ключевые слова:

гидроструйный насос, численное моделирование, многокомпонентные среды, VOF, управление расходом, STAR-CCM+, анализ течения, модели турбулентности, изменяемая геометрия камеры смешения, транспорт углеводородов.

### АННОТАЦИЯ

Область применения струйных насосов в промышленности достаточно обширна. Они используются как для перекачки жидких и газообразных сред, так и газожидкостных смесей. Аппараты со струйными течениями (насосы, компрессоры) имеют ряд преимуществ, связанных с простотой конструкции, отсутствием движущихся частей и высокой надежностью работы. В частности, возможностью работы с многофазными средами обусловлено их использование в системах нефтегазосбора в составе дожимных насосных станций для совместной транспортировки нефти и попутного газа по единому трубопроводу.

Гидродинамика течений в струйных аппаратах, используемых в нефтедобывающей промышленности для перекачки нефти или газа, в последние годы достаточно хорошо изучена. Это позволяет рационально проектировать геометрию проточных трактов установок. Однако в реальных условиях работы дожимных насосных станций режим течения газожидкостных смесей, как правило, нестабильный со случайным образованием жидкостных и газовых пробок. Известно, что при перекачке газов длина камеры смешения должна быть значительно больше, чем при перекачке жидкости. Естественно, что в этих условиях трудно спроектировать универсальную проточную часть установки для одинаково эффективной перекачки и жидкости и газа.

В настоящей работе рассматривается вариант проточного тракта с изменяемой геометрией за счет подвижной конической вставки в диффузор. В такой конфигурации тракта кольцевой конический канал между вставкой и внутренней поверхностью диффузора является продолжением камеры смешения и способствует более эффективному перемешиванию компонентов даже с короткой цилиндрической камерой смешения. При этом за счет увеличения площади сечения кольцевого канала в направлении движения потока сохраняется функция диффузора – преобразование кинетической энергии потока в энергию давления. Изменение положения вставки в диффузоре позволяет в определенных пределах управлять эффективностью перекачки сред.

Исследования проводятся путем математического моделирования течений с применением вычислительного комплекса STAR-CCM+. Численный эксперимент, в отличие от физического, позволяет детально изучить процессы смешения на основе анализа полей скоростей, давлений и компонентного состава смеси с оценкой режимных параметров течения.

© ПНИПУ

© Савин Максим Анатольевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Сварочное производство, метрология и технология материалов», e-mail: abins@pstu.ru, ORCID: 0000-0002-9373-6804.

Ошивалов Михаил Анатольевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Сварочное производство, метрология и технология материалов», e-mail: oma@pstu.ru, ORCID: 0009-0000-6464-6984.

Вахрамеев Евгений Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Сварочное производство, метрология и технология материалов», e-mail: EIVahrameev@pstu.ru, ORCID: 0009-0002-9359-7557.

Галягин Константин Спартакович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры «Сварочное производство, метрология и технология материалов», e-mail: gks@pstu.ru, ORCID: 0009-0004-4121-5566.



Эта статья доступна в соответствии с условиями лицензии Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License (CC BY-NC 4.0)

**Perm Polytech Style:** Savin, M.A.; Oshivalov, M.A.; Vahrameev, E.I.; Galiagin, K.S. The numerical modelling of the ejector pump working process with variable geometry of the flow channel. *Applied Mathematics and Control Sciences*, 2023, no. 2, pp. 8–21. DOI: 10.15593/2499-9873/2023.3.01

**MDPI and ACS Style:** Savin, M.A.; Oshivalov, M.A.; Vahrameev, E.I.; Galiagin, K.S. The numerical modelling of the ejector pump working process with variable geometry of the flow channel. *Appl. Math. Control Sci.* **2023**, 2, 8–21. <https://doi.org/10.15593/2499-9873/2023.3.01>

**Chicago/Turabian Style:** Savin, Maksin A., Mikhail A. Oshivalov, Evgenii I. Vahrameev, and Konstantin S. Galiagin. 2023. “The numerical modelling of the ejector pump working process with variable geometry of the flow channel”. *Appl. Math. Control Sci.* no. 2: 8–21. <https://doi.org/10.15593/2499-9873/2023.3.01>



APPLIED MATHEMATICS  
AND CONTROL SCIENCES  
№ 3, 2023  
<https://ered.pstu.ru/index.php/amcs>



Article

DOI: 10.15593/2499-9873/2023.3.01

UDC 621.694:519.87



## The numerical modelling of the ejector pump working process with variable geometry of the flow channel

M.A. Savin, M.A. Oshivalov, E.I. Vahrameev, K.S. Galiagin

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

### ARTICLE INFO

Received: 03 March 2023

Approved: 05 July 2023

Accepted for publication:

09 September 2023

#### Funding

This research received no external funding.

#### Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

#### Author Contributions

equivalent.

#### Keywords:

ejector pump, numerical modeling, multicomponent flow, VOF, mass flow control, STAR-CCM+, analysis of flow, turbulence models, variable geometry of mixing section, hydrocarbons transport.

### ABSTRACT

The range of application of the ejector pumps for industry is extensive. The ejector pumps are used for gas, liquid and the multicomponent or multiphase mixtures transport. The stream-flow devices (pumps, compressors) has several advantages, for example: simple design, schema without moving parts, high reliability. Possibility of working with multiphase mixtures for ejectors determines their usage in the oil and gas mining systems as part of pumping stations for oil and gas pipe transport.

Hydrodynamic of the stream-flow devices, which are used for oil and gas pipe transport, was researched good over a span of last years. This allows create optimal design of flow channel for ejectors. However, in the real life, in the working process of pumping station, is the flow unstable with the random occurrence of the gas and liquid slugs. Известно, что при перекачке газов длина камеры смешения должна быть значительно больше, чем при перекачке жидкости. In this way, creating design of ejectors for both effective gas and oil transport is very difficult problem. It is known that a length of the ejectors mixing section should be longer by gas transport than by liquid transport.

In this paper was presented variant of the ejector's flow channel with variable geometry, which was designed as the moving conical body in diffuser section. In this configuration, the annular conical channel between conical body and inner surface of diffuser is propagation of the mixing section and allows to effective mixing of components in ejectors with the short cylindrical mixing section actually. The diffuser's function – converting kinetic energy of flow to pressure energy – holds because the surface area of annular channel increases in flow direction. The move of conical body in diffuser allows to control of the fluid transport efficiency.

Researches are made as numerical flow simulation with CFD STAR-CCM+. This gives the possibility to the detail research all mixing processes with the analysis of the velocity, pressure and volume of fraction fields and flow.

© PNRPU

© **Maksim A. Savin** – CSc of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, e-mail: [abins@pstu.ru](mailto:abins@pstu.ru), ORCID: 0000-0002-9373-6804.

**Mikhail A. Oshivalov** – CSc of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, e-mail: [oma@pstu.ru](mailto:oma@pstu.ru), ORCID: 0009-0000-6464-6984.

**Evgenii I. Vahrameev** – CSc of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, e-mail: [ElVahrameev@pstu.ru](mailto:ElVahrameev@pstu.ru), ORCID: 0009-0002-9359-7557.

**Konstantin S. Galiagin** – CSc of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Welding Production, Metrology and Technology of Materials, e-mail: [gks@pstu.ru](mailto:gks@pstu.ru), ORCID: 0009-0004-4121-5566.



This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License (CC BY-NC 4.0)

## Введение

Основным достоинством струйных аппаратов является простота конструкции и высокая надежность работы, обусловленная, в отличие от других типов насосов, отсутствием подвижных частей. При этом струйные аппараты достаточно универсальны – они используются для перекачки жидкостей (струйные насосы), газообразных сред (струйные эжекторы) и газожидкостных смесей (ГЖС).

В состав установки входит насос высокого давления для подачи рабочей (активной) жидкости и проточный тракт, включающий активное сопло, приемную камеру для подачи перекачиваемой (пассивной) среды, камеру смешения и диффузор. Схема проточного тракта показана на рис. 1. Рабочая жидкость под давлением  $p_0$  и с расходом  $G_0$  через активное сопло (1) поступает в камеру смешения (2). За счет большой скорости активной струи в приемной камере (4) создается разрежение, и происходит всасывание пассивной среды, поступающей из приемной камеры с расходом  $G_1$  при давлении  $p_1$ . Пассивная среда за счет трения увлекается струей активной жидкости, и потоки перемешиваются в камере смешения. Образующаяся смесь поступает в диффузор (3), где кинетическая энергия потока уменьшается, а давление смеси увеличивается до величины  $p_2$  в транспортной магистрали. Расход смеси  $G_2$  здесь равен сумме расходов  $G_1$  и  $G_0$ . Для обеспечения корректной работы проточного тракта необходимо соотношение давлений  $p_0 > p_2 > p_1$ .

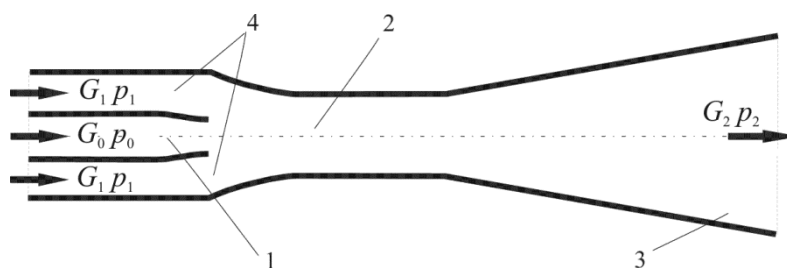


Рис. 1. Схема проточного тракта гидроструйного аппарата

Большое значение также имеют скорость потока жидкости на срезе активного сопла и величина поверхности трения активной струи с пассивной средой. С этой целью используются активные сопла различной геометрии – осевые (цилиндрические), кольцевые, многоструйные и т.д.

Процессы в струйных аппаратах и расчет их геометрических характеристик в рамках применения одномерных моделей течения изучены достаточно подробно. Это работы Е.Я. Соколова и Н.М. Зингера [1], Ю.Н. Васильева [2; 3], В.Г. Цегельского [4–6], Р.Ж. Канингэма [7], Ю.А. Сазонова [8], Б.Ф. Лямаева [9] и других отечественных и зарубежных авторов. В основе методик расчета лежат фундаментальные законы: сохранения энергии, массы, количества движения. Кроме этого, ввиду сложности изучаемых явлений, в расчетах используются различные эмпирические зависимости, полученные из экспериментов. Зная интегральные параметры потока на входе и выходе аппарата, рассчитываются его основные геометрические характеристики: диаметр активного сопла, параметры камеры смешения и диффузора. Однако анализ характера распределения функций течения – скоростей, давлений, компонентного состава – в различных сечениях по длине аппарата при таком подходе невозможен. Отсутствие такой информации затрудняет оптимизацию геометрии проточного тракта аппарата.

Математическое моделирование позволяет детально анализировать процессы в струйном аппарате на основе оценки полей функций течения. В последнее время множество работ по-

священо численному анализу работы струйных аппаратов с применением различных программных комплексов. Так, в работе [10] с помощью моделирования в пакете программ Ansys Fluent исследована работа струйного компрессора. Оценка адекватности решений в сравнении с инженерной методикой [1] показала удовлетворительное совпадение результатов. С использованием пакета Ansys аналогичный сравнительный анализ результатов аналитического и численного исследования приведен в работе [11]. Для исследования течений в струйном насосе авторами публикации [12] применен конечно-объемный инженерный пакет STAR-CCM+.

Применение вычислительных программных комплексов позволяет также проводить оптимизационные расчеты с целью повышения эффективности работы эжекторов [13] в зависимости от геометрии и углов присоединения проточных трактов перекачиваемой среды, а также в зависимости от конструкции сопел эжектора [14]. Без численного моделирования такая оптимизация оказалась бы крайне затратной как по материальным ресурсам, так и по времени.

Для перекачки жидкости и газа геометрия проточного тракта должна быть различной. Как показывают многочисленные исследования, длина камеры смешения при перекачке жидкости должна составлять порядка 10 ее диаметров, а при перекачке газовых сред значительно больше – до 50 диаметров и более. Поэтому при перекачке одновременно жидкости и газа, что характерно для работы нефтегазодобывающих скважин, необходимо удовлетворить этим противоречивым требованиям. В настоящей работе предлагается вариант универсального проточного тракта, в какой-то мере решающий эту проблему.

### Постановка задачи

Рассматривается струйный насос с кольцевым активным соплом [15], в проточном тракте которого используется камера смешения с переменным сечением, удлиненная за счет конической вставки (иглы) в диффузор (рис. 2). Угол конусности иглы такой же, как угол раскрытия диффузора. Образующийся при этом кольцевой конический канал между вставкой и внутренней поверхностью диффузора служит продолжением камеры смешения, сохраняя при этом функции диффузора за счет увеличения площади проходного сечения для движущегося потока. Гидравлический диаметр канала равен разности между внешним и внутренним диаметрами кольцевого зазора, а его величина зависит от смещения иглы в осевом направлении. Пассивная среда поступает в камеру смешения через два входа – внутренний и внешний – с массовыми расходами соответственно  $G_{\text{пас1}}$  и  $G_{\text{пас2}}$ . Рабочая жидкость с расходом  $G_{\text{акт}}$  подается насосом через кольцевой канал сопла. Массовый расход  $G_{\text{вых}}$  равен сумме расходов активной и пассивной сред.

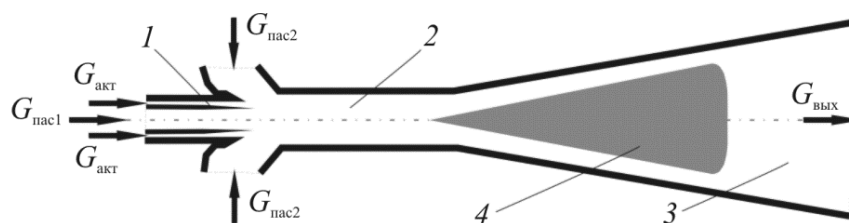


Рис. 2. Схема проточного тракта с конической вставкой в диффузор: 1 – кольцевое сопло для подачи активной жидкости; 2 – камера смешения; 3 – диффузор; 4 – коническая вставка

Анализ эффективности работы модернизированной установки проводился путем сравнения с работой проточного тракта с обычным диффузором методом математического моделирования течений.

Геометрия проточного тракта предварительно рассчитана по методике, изложенной в [1], ориентируясь на использование погружного насоса активной жидкости производительностью 1000–1900 т/сут (11,57–22,00 кг/с) и давлением 120 бар. В расчетах в качестве активной жидкости рассматривается пластовая вода, пассивные среды – жидкость и газ. Перекачиваемые среды подаются в камеру смешения через оба пассивных входа.

Основные геометрические размеры элементов проточного тракта приняты следующими: диаметр камеры смешения 40 мм; длина камеры 375 мм для перекачки жидкости и 1000 мм для перекачки газа; длина диффузора 1050 мм; угол конусности диффузора  $4^\circ$ ; длина конической вставки 680 мм; площадь кольцевого сечения активного сопла  $88 \text{ мм}^2$  (внутренний и наружный диаметры канала соответственно 12 и 16 мм). При расчетах течений с конической вставкой в диффузор длина камеры смешения составляет 375 мм.

В табл. 1 приведены данные, принятые для расчетов по различным вариантам.

Таблица 1

Расчетные варианты

Номер варианта	Длина камеры смешения, мм	Игла	Смещение иглы, мм	Пассивная среда
1	375	Нет	–	Жидкость
2	375	Нет	–	Газ
3	1000	Нет	–	Газ
4	375	Есть	0	Жидкость
5	375	Есть	0	Газ
6	375	Есть	125	Газ
7	375	Есть	135	Газ
8	375	Есть	125	Жидкость

В первых трех вариантах рассматривается работа проточного тракта установки без конической вставки в диффузоре и с различной длиной камеры смешения. В вариантах 4–8 положение иглы в диффузоре варьируется. При смещении иглы, равном 0 мм, острие конической вставки совпадает со входом в диффузор. В вариантах 6–8 игла сдвинута в направлении активного сопла.

## Модели и методы

Для численного моделирования работы многофазного насоса использовался конечно-объемный инженерный пакет STAR-CCM+. В нем были созданы сеточная и физическая модели поставленной задачи.

Физическая модель подразумевает течение вязких, химически не реагирующих сред и включает уравнение движения, уравнение неразрывности и уравнение энергии.

В качестве граничных условий при расчетах задаются избыточные давления: на входе активной жидкости 120 бар; на пассивных входах 8 бар; на выходе диффузора 14 бар. Расходы активной, пассивной сред и смеси на выходе из диффузора определяются расчетом. Решается нестационарная задача до момента установления равенства массовых расходов на входе и выходе проточного тракта.

Начальными условиями являются: распределение температуры в 300 К по всей расчетной области; распределение избыточного давления по всей расчетной области, равного давлению в пассивном канале; распределение скорости величиной 10 м/с во всей области в направлении выхода из диффузора.

Как показали предварительные расчеты, ввиду значительного перепада давлений, а также физической сути работы струйных насосов – переноса вещества с помощью быстро

движущейся активной жидкости за счет сил вязкости и перемешивания сред – режим течения оказывается развитым турбулентным.

При этом геометрия насоса в зоне сопла и камеры смешения не позволяет использовать стандартную  $k$ - $\epsilon$ -модель турбулентности. Малые размеры проходных сечений (в зоне кольцевого сопла от 2 до 7 мм) приводят к необходимости более подробного расчета течения в пограничном слое для корректного вычисления градиентов давлений и скоростей, напрямую влияющих на расходные характеристики насоса.

В то же время в зоне диффузора канал значительно расширяется, снижая влияние сил трения потока в пограничных слоях. Поток при этом затормаживается с активным вихреобразованием в ядре, что не может быть корректно описано  $k$ - $\omega$ -моделью. Поэтому математическая постановка замыкается компромиссным решением – SST-моделью Ментера [16], работающей в пристеночной области как  $k$ - $\omega$ , а в развитом течении – как  $k$ - $\epsilon$ -модель.

Так как рабочее тело представляет собой многокомпонентную среду (вода и газ, либо вода и нефть), для взаимодействия компонентов используется модель VOF (Volume of Fluid). Это самая простая модель, позволяющая в эйлеровой постановке провести расчет движения сред (или фаз) в смеси, имеющих явную границу раздела. Положение границы раздела рассчитывается на основании объемных долей сред в ячейке периодичности так, чтобы выполнялся закон сохранения для каждого компонента [17]:

$$\frac{d}{dt} \int_V \alpha_i dV + \int_S \alpha_i (\mathbf{v} - \mathbf{v}_g) \cdot d\mathbf{a} = \int_V \left( S_{\alpha_i} - \frac{\alpha_i}{\rho_i} \frac{d\rho_i}{dt} \right) dV, \quad (1)$$

где  $\alpha_i$  – объемная доля компонента ( $V_i / V$ ),  $\mathbf{v}$  – вектор скорости среды,  $\mathbf{v}_g$  – вектор скорости сетки,  $S_{\alpha_i}$  – источник или сток компонента в ячейке,  $\rho_i$  – плотность компонента,  $V$  – объем ячейки,  $S$  – площадь поверхности ячейки,  $\mathbf{a}$  – вектор нормали поверхности,  $t$  – время.

Дальнейшее решение производится с помощью уравнений Навье – Стокса для каждого компонента в отдельности с учетом предположения о том, что поля скоростей и давлений для этих компонентов одни и те же. Говоря о компонентах, стоит отметить, что для жидкостей (вода и нефть) используется модель вязкой среды с постоянной плотностью, а для газа (воздух) модель идеального газа, так как при решении предполагается отсутствие фазового перехода. Свойства всех сред, участвующих в расчете, приведены в табл. 2.

Таблица 2

## Свойства веществ

Параметр	Вода	Нефть	Воздух
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	1180,000	884,000	По уравнению состояния
Динамическая вязкость, Па·с	8,89E-04	3,33E-03	1,86E-05
Удельная теплоемкость, Дж/кг/К	4181,720	1886,690	1003,620
Теплопроводность, Вт/м/К	0,620	0,093	0,026
Молярная масса, кг/кмоль	По химическому составу	По химическому составу	28,966

С учетом геометрических особенностей расчетной области задача решается в осесимметричной постановке. Для получения оптимального качества решения по отношению к вычислительным и временным затратам проведена оценка сеточной сходимости.

Исходя из минимальных размеров проходных сечений расчетной области, варьирование сетки велось для пяти величин базовых размеров ячейки: 4; 3; 2; 1,5; 1 мм. С этими

размерами получены сетки величиной 21 291, 32 775, 74 857, 123 999, 354 145 ячеек соответственно. Качество решения, его сходимость, оценивалось по массовому суточному расходу жидкости (нефть и вода) – вариант № 4 из табл. 1.

На рис. 3 приведено общее изменение расхода, которое увеличилось на 6,2 % относительно варианта с самой грубой сеткой (21 291 ячейка) при сгущении сетки в более чем 16 раз. Для большей наглядности можно перестроить график, используя по оси абсцисс относительный шаг сетки  $h$ , т.е. величину, обратную количеству ячеек (рис. 4). С учетом того, что при сильном уменьшении шага расчетной сетки  $h$  погрешность разностных схем определяется первым порядком точности, т.е. величиной  $O(h)$ , а погрешности более высоких порядков ( $O(h^2)$  и выше) начинают стремиться к нулю [18], можно линейно спрогнозировать изменение расхода при обращении шага сетки в 0. Тогда, с учетом результатов, полученных на сетках 123 999, 354 145 ячеек, экстраполированная величина расхода жидкости при нулевом шаге сетки равна 7583,4 т/сут.

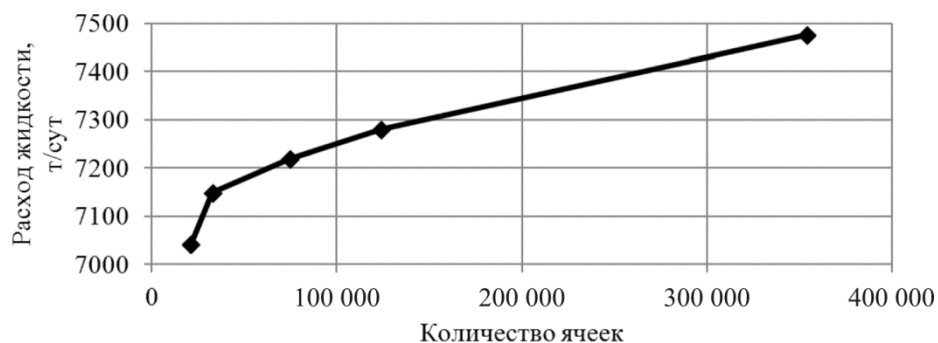


Рис. 3. Изменение расхода жидкости от размерности сеточной модели

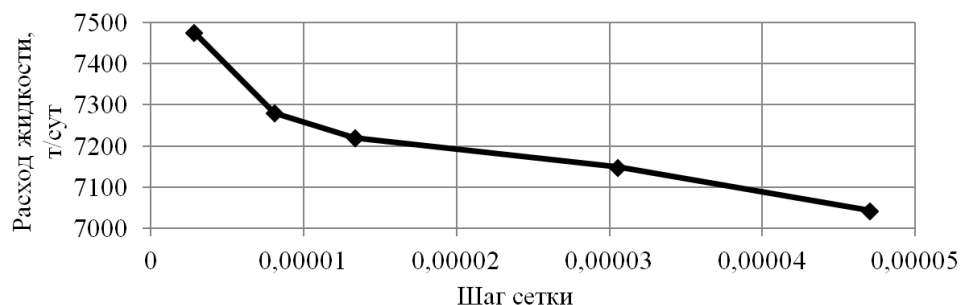


Рис. 4. Изменение расхода жидкости от относительного шага

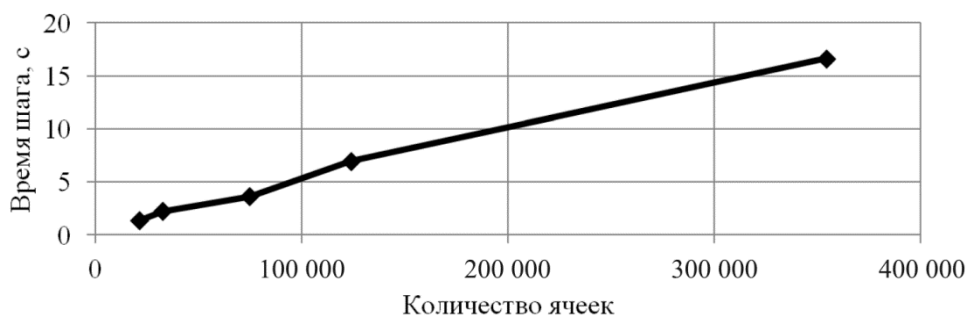


Рис. 5. Временные затраты на один шаг по времени

Это приводит к тому, что ошибка в расчетах на самой грубой из исследованных сеток составит 7,1 %. При этом с ростом числа ячеек практически пропорционально увеличива-

ется время расчета (рис. 5). Так, при изменении числа ячеек в 2,85 раза (со 123 999 до 354 145 ячеек) время расчета одного шага по времени увеличилось в 2,39 раза при неизменной архитектуре вычислительного узла.

Учитывая, что все задачи имеют нестационарную постановку и разрешаются с шагом по времени от  $10^{-5}$  до  $10^{-3}$  секунды при общем времени не менее 0,2 с, для расчета одного варианта необходимо от 200 до 20 000 шагов по времени.

С учетом полученных результатов калибровочных расчетов для проведения расчетного исследования эффективности работы насоса выбрана рациональная сеточная модель в 74 857 ячеек для обеспечения приемлемого физического времени расчета (не более 20 ч) при достаточной точности получаемого решения.

## Результаты исследования

Сравнение вариантов расчета осуществляется на основе анализа полевых функций – давлений, скоростей и концентрации компонентов в проточном тракте, а также оценки интегральных характеристик течения – расходов сред на входе в установку и выходе из нее. Это позволяет на качественном и количественном уровнях подробно анализировать режимы работы струйного насоса. Эффективность перекачки оценивается коэффициентом инжекции, равным отношению массовых расходов пассивной и активной сред.

В табл. 3 приведены результаты расчета интегральных характеристик течения – массовых расходов активной и пассивной сред на входе в струйный насос, а также соответствующие коэффициенты инжекции.

Таблица 3

Результаты расчета

Номер варианта	Длина камеры смещения, мм	Игла	Смещение иглы, мм	Пассивная среда	Расход активной среды, кг/с	Расход пассивной среды, кг/с	Коэф. инжекции
1	375	Нет	–	Жидкость	21,16	56,91	2,69
2	375	Нет	–	Газ	15,57	–	–
3	1000	Нет	–	Газ	15,61	0,27	0,0173
4	375	Есть	0	Жидкость	21,17	60,0	2,83
5	375	Есть	0	Газ	15,68	0,27	0,0172
6	375	Есть	125	Газ	15,68	0,317	0,020
7	375	Есть	135	Газ	15,68	0,455	0,029
8	375	Есть	125	Жидкость	21,15	56,95	2,69

В качестве иллюстрации на рис. 6 для первого варианта показаны поля скоростей и концентраций компонентов в проточном тракте в момент окончания расчетов, а на рис. 7 приведены графики установления стационарного режима течения активной и пассивной сред в ходе вычислительного эксперимента. На графиках показано изменение массовых расходов сред с момента включения установки. Относительная длина камеры смещения здесь составляет 19,6 ее диаметров.

Анализ течений смеси в камере смещения показывает, что при перекачке нефти (рис. 6, а, б) смешение активного и пассивного потоков происходит в пределах камеры, где устанавливается стабильный профиль скорости, а максимальная скорость течения на входе в диффузор составляет порядка 100 м/с. Расчетные расходы активной и пассивной сред соответственно 21,16 и 56,91 кг/с, а коэффициент инжекции равен 2,69.



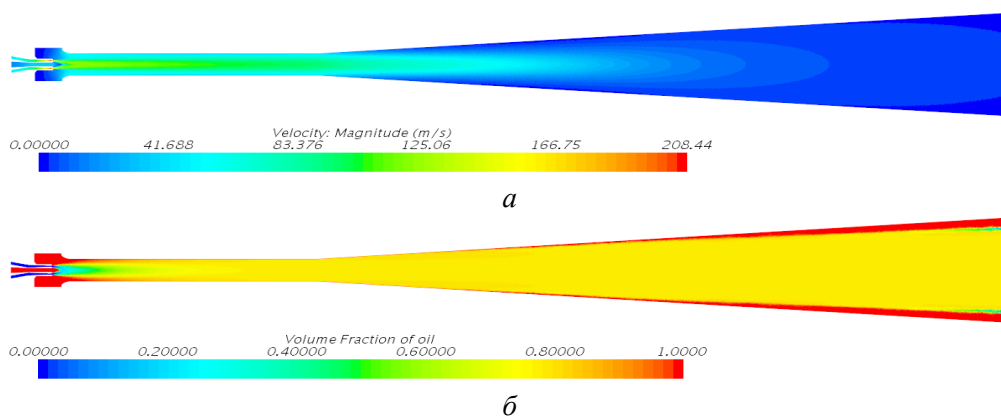


Рис. 6. Поля скоростей (а) и концентраций компонентов (б) в проточном тракте (вариант 1)

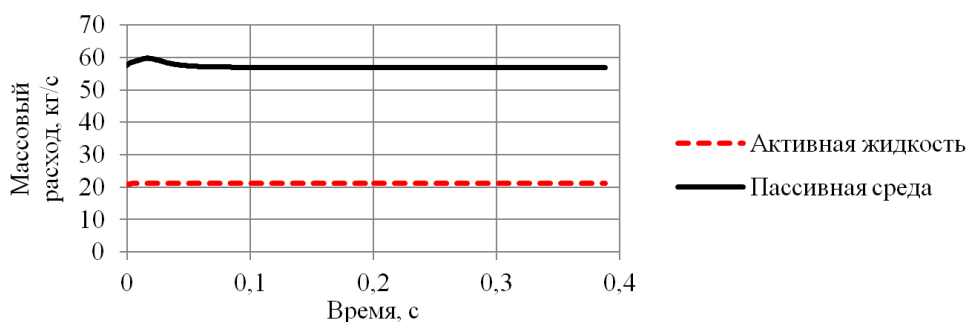


Рис. 7. Массовый расход жидкостей (вариант 1)

При моделировании перекачки газа в этой же геометрии проточного тракта (вариант 2) устойчивого течения во времени получить не удалось. Это подтверждается графиком изменения во времени расчетного расхода газа на входе в установку (рис. 8).

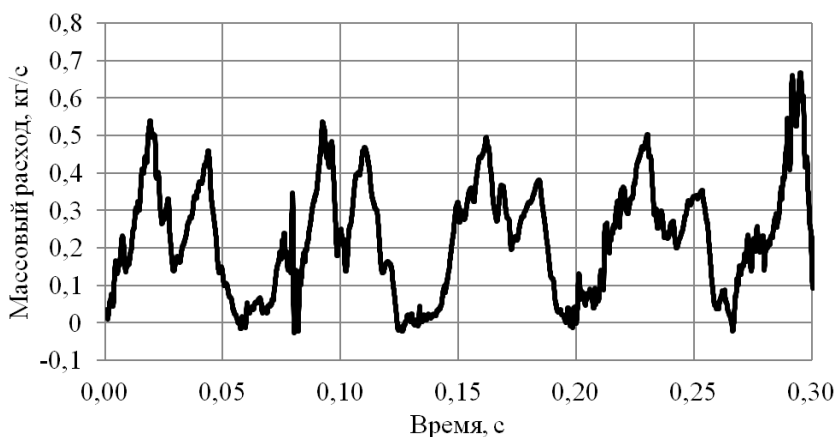


Рис. 8. Массовый расход газа (вариант 2)

Анализ течений ГЖС в камере смешения показывает, что стабильный профиль скорости отсутствует. Периодически возникают возвратные течения на входе в приемную камеру, а в камере смешения практически до входа в диффузор активная и пассивная среды не смешиваются (рис. 9).

Полученные результаты, очевидно, свидетельствуют о невозможности устойчивой работы установки по этому варианту.

Удлинение камеры смешения до 1000 мм (вариант 3) позволяет несколько улучшить ситуацию. В этом варианте расчета относительная длина камеры смешения равна 25 ее диаметрам. На рис. 10 приведен график изменения расхода газа во времени.

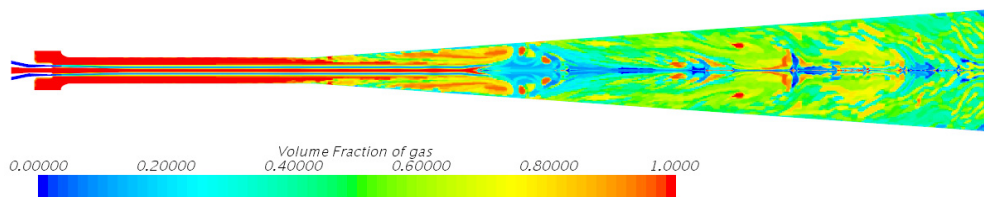


Рис. 9. Фазовый состав ГЖС в проточном тракте (вариант 2)

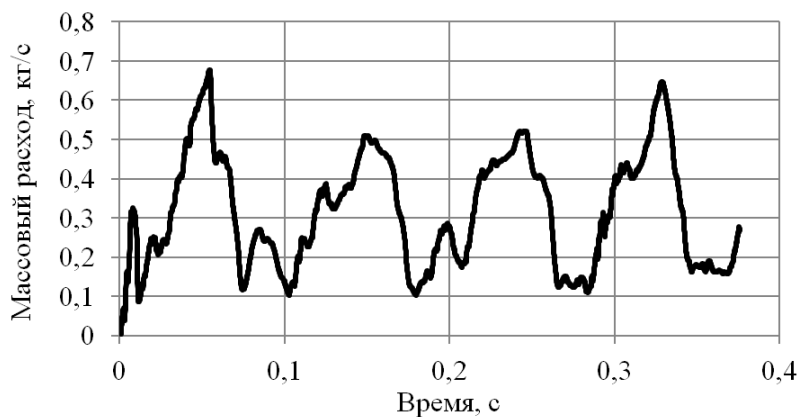


Рис. 10. Массовый расход газа (вариант 3)

Здесь, как и в предыдущем варианте, режим перекачки газа сохраняется пульсирующим, но в целом проточный тракт прокачивает газ со средним массовым расходом 0,27 кг/с при расходе активной жидкости 15,6 кг/с, а средний коэффициент инжекции при этом равен 0,0173.

Поле концентраций ГЖС в момент окончания расчетов иллюстрирует рис. 11. Из рисунка видно, что перемешивание компонентов смеси начинается в камере смешения и продолжается в диффузоре.

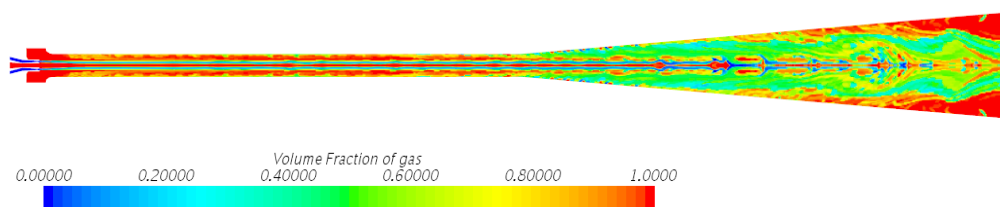


Рис. 11. Поле концентраций ГЖС в проточном тракте (вариант 3)

В следующих вариантах вычислительных экспериментов рассматривается моделирование течений в проточном тракте с короткой камерой смешения и конической вставкой в диффузор при различном ее осевом смещении относительно начального положения. Считается, что в начальном положении (смещение 0 мм в табл. 1) острие иглы находится во входном сечении диффузора. Положительным считается смещение в сторону активного сопла.

Решение задачи с иглой в начальном положении выполнено как для перекачки жидкости, так и газа (варианты 4 и 5). На рис. 12 приведены результаты расчета массовых расходов активной и пассивной сред при перекачке нефти (вариант 4).

Расход активной жидкости равен 21,17 кг/с и не изменился относительно варианта с обычным диффузором без иглы (вариант 1). Расход же пассивной жидкости увеличился до 60 кг/с, а коэффициент инжекции составил 2,83, хотя гидравлическое сопротивление тракта за счет дополнительного конического канала здесь несколько возросло.

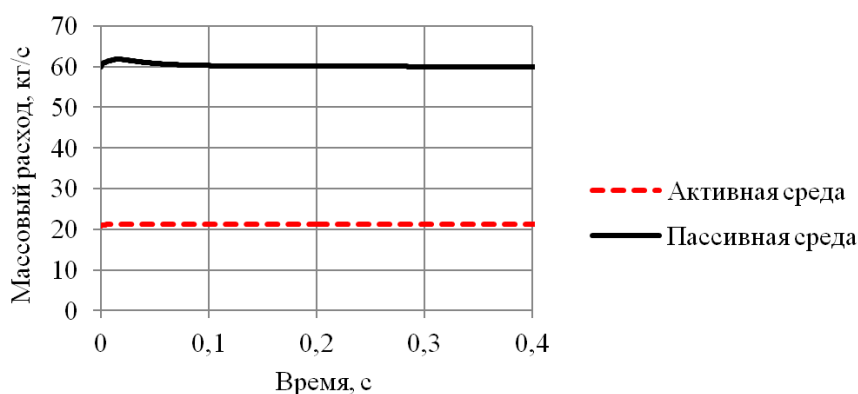


Рис. 12. Массовые расходы активной и пассивной жидкостей (вариант 4)

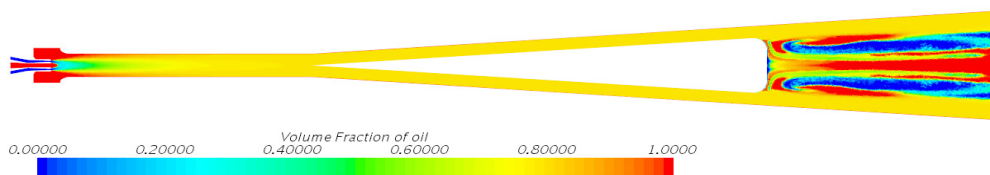


Рис. 13. Фазовый состав компонентов в проточном тракте (вариант 4)

Картина смешения потоков показана на рис. 13. На выходе из диффузора за конической вставкой образуется кавитационный след, обусловленный формой торца вставки.

При перекачке газа (вариант 5) в этой геометрии проточного тракта коэффициент инжекции составил 0,0172, что, как и расчетные значения расходных характеристик, практически соответствует результатам расчета по третьему варианту с камерой смешения длиной 1000 мм. Интенсивное перемешивание активного и пассивного потоков здесь происходит в кольцевом коническом канале между вставкой и внутренней поверхностью диффузора, а на выходе из диффузора концентрация компонентов ГЖС близка к однородной (рис. 14). Здесь кольцевой канал выполняет функцию дополнительной камеры смешения.

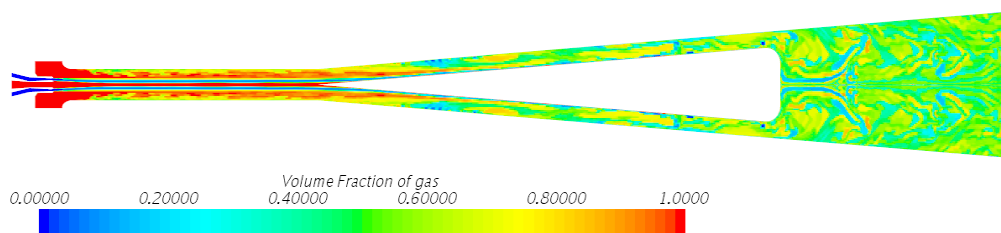


Рис. 14. Поле концентраций ГЖС (вариант 5)

Смещение иглы в направлении активного сопла уменьшает величину кольцевого зазора в диффузоре. Так, при смещении иглы на 125 мм (вариант 6) зазор равен 0,0156 мм, а при смещении 135 мм (вариант 7) соответственно 0,0105 мм, что приводит к увеличению гидравлического сопротивления проточного тракта. Однако, как показали расчеты, это различным образом влияет на эффективность перекачки жидкости и газа.

С ростом гидравлического сопротивления несколько снижается коэффициент инжекции нефти, хотя в расчетном диапазоне смещения иглы расход активной жидкости практически не изменялся. В частности, при смещении иглы на 125 мм (вариант 8) коэффициент инжекции уменьшился до 2,69, а расход активной жидкости составил 21,15 кг/с.

Анализ результатов перекачки газа при смещении иглы показывает, что на интенсификацию процесса здесь влияет не только удлинение камеры смешения за счет конической вставки, но и увеличение скорости течения в кольцевом канале. Коэффициенты инжекции в вариантах расчета 6 и 7 равны соответственно 0,020 и 0,029.

На рис. 15 для варианта 6 показан характер изменения массового расхода газа во времени. Судя по графику, кольцевой конический канал в дополнение к камере смешения обеспечивает существенно более стабильный режим перекачки газа. При расчетах перекачки жидкости для этого варианта коэффициент инжекции составил 2,69.

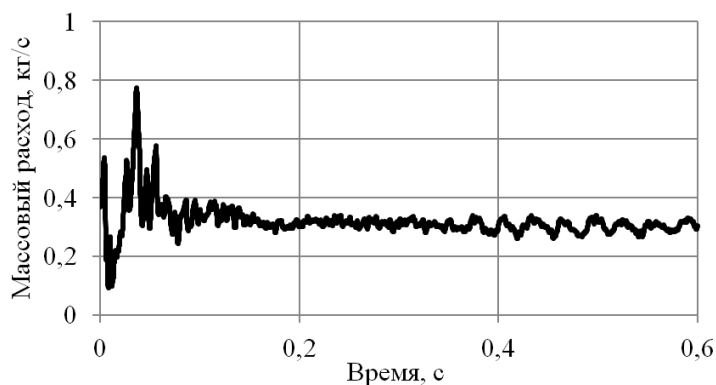


Рис. 15. Массовый расход газа (вариант 6)

Таким образом, коническая вставка в диффузор позволяет обеспечить эффективную работу струйного насоса с короткой камерой смешения при перекачке газа, существенно не влияя на эффективность перекачки жидкости.

## Заключение

1. Математическое моделирование процессов в струйных насосах является эффективным инструментом оптимизации проточных трактов установок. Использование современных пакетов программ позволяет на качественном и количественном уровнях детально исследовать процессы течения. В то же время для получения качественных численных решений необходим обоснованный подход к выбору моделей, методов реализации задачи и рациональных параметров дискретизации расчетных областей с учетом особенностей применяемых программных продуктов.

2. Приведенные в работе результаты моделирования работы струйного аппарата для разных вариантов показывают, что коническая вставка в диффузор положительно влияет на режимы перекачки газа даже с короткой камерой смешения, практически не оказывает влияния на эффективность перекачки жидкости.

3. Расчетами показано, что изменение положения вставки в диффузоре позволяет управлять эффективностью перекачки ГЖС. С помощью математического моделирования может быть найдено ее положение, обеспечивающее оптимальные коэффициенты инжекции. В частности, при работе установки в составе ДНС фактически изменяются не только фазовый состав пассивной среды, но также давления и расходы на входе и выходе струйного аппарата.

4. На основании численного моделирования процессов, происходящих при работе насоса, могут быть разработаны алгоритмы управления подвижной конической вставкой и устройства их реализации для обеспечения оптимальных режимов перекачки динамически меняющихся пассивных сред.

## Список литературы

1. Соколов Е.Я. Зингер Н.М. Струйные аппараты. – 3-е изд. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
2. Васильев Ю.Н. Теория двухфазного газожидкостного эжектора с цилиндрической камерой смешения // Лопаточные машины и струйные аппараты. – 1971. – Вып. 5. – С. 175–261.
3. Васильев Ю.Н. Некоторые одномерные задачи течения двухфазной газопарожидкостной смеси // Лопаточные машины и струйные аппараты. – 1972. – Вып. 6. – С. 179–201.
4. Цегельский В.Г. К теории двухфазного струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1977. – № 6. – С. 79–85.
5. Цегельский В.Г. К расчету характеристик жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1984. – № 3. – С. 63–68.
6. Цегельский В.Г. Выбор оптимальной длины камеры смешения жидкостно-газового струйного аппарата // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – № 9. – С. 69–73.
7. Cunningham R.G. Gas Compression with the Liquid Jet Pump // Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme – 1974. – № 96(3). – С. 203–215.
8. Сазонов Ю.А. Основы расчета и конструирования насосно-эжекторных установок. – М.: Российский государственный университет нефти и газа (национальный исследовательский университет) имени И.М. Губкина, 2012. – 300 с.
9. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. – Л.: Машиностроение, 1988. – 278 с.
10. Ершов М.И., Мунц В.А., Денисов М.А. Моделирование работы струйного компрессора в Ansys Fluent с контролем адекватности расчетов // Теплотехника и информатика в образовании, науке и производстве: сб. докладов VI Всерос. науч.-практ. конф. – 2017. – № 2 (110). – С. 157–160.
11. Ефимушкин М.Г., Сидоров Г.М. Влияние расстояния между выходным сечением рабочего сопла и входным сечением камеры смешения струйного гидравлического смесителя на коэффициент инжекции // Нефтегазовое дело. – 2022. – № 5. – С. 102–124.
12. Чабурко П.С., Ломакин В.О. Численное моделирование течения жидкости в струйном насосе // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал. – 2014. – Т. 2, № 3. – С. 55–58.
13. Паневник Д.А. Повышение энергетической эффективности использования нефтяных струйных насосов // Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. – 2022. – Т. 65, № 2. – С. 181–192. DOI: 10.21122/1029-7448-2022-65-2-181-192
14. Syed M.P., Najam B., Sacha S. Surface Jet Pumps Enhance Production and Processing // Journal of Petroleum Technology. – 2014. – Т. 66, № 11. – P. 134–136. DOI: 10.2118/1114-0134-jpt
15. Математическое моделирование работы многофазных гидроструйных насосов / А.С. Ипанов, М.А. Ошивалов, К.С. Галягин, Ю.А. Селянинов, М.А. Савин, Е.И. Вахрамеев // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2019. – Т. 21, № 2. – С. 15–22. DOI: 10.15593/2224-9877/2019.2.02
16. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model // Heat And Mass Transfer. – 2003. – № 4. – 8 p.
17. Simcenter STAR-CCM+ 16.06.008-R8. User Guide. Siemens, 2020.
18. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 618 с.

## References

1. Sokolov E.Ia. Zinger N.M. Struinye apparaty. 3-e izd. [Stream-flow devices]. Moscow, Energoatomizdat, 1989, 352 p.

2. Vasil'ev Iu.N. Teoriia dvukhfaznogo gazozhidkostnogo ezhektora s tsilindricheskoi kameroi smesheniia [The theory of the two-phases gas-fluid ejector with cylindrical mixing chamber]. *Lopatochnye mashiny i struinye apparaty*, 1971, no. 5, P. 175-261
3. Vasil'ev Iu.N. Nekotorye odnomernye zadachi techeniia dvukhfaznoi gazoparozhidkostnoi smesi [Some one-dimensional problems of the flow of a two-phase gas-vapor-liquid mixture]. *Lopatochnye mashiny i struinye apparaty*, 1972, no. 6, P. 179-201
4. Tsegel'skii V.G. K teorii dvukhfaznogo struinogo apparata [On the theory of a two-phase stream-flow device]. *Izv. VUZov. Mashinostroenie*, 1977, no. 6, P. 79-85
5. Tsegel'skii V.G. K raschetu kharakteristik zhidkostno-gazovogo struinogo apparata [On the calculation of the characteristics of a liquid-gas stream-flow device]. *Izv. VUZov. Mashinostroenie*, 1984, no. 3, P. 63-68
6. Tsegel'skii V.G. Vybor optimal'noi dliny kamery smesheniia zhidkostno-gazovogo struinogo apparata [Selection of the optimal length of the mixing chamber of a liquid-gas stream-flow device]. *Izv. VUZov. Mashinostroenie*, 1988, no. 9, P. 69-73.
7. Cunningham, Richard G. Gas Compression with the Liquid Jet Pump. *Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme*, 1974, no. 96(3), P. 203-215.
8. Sazonov Iu.A. Osnovy rascheta i konstruirovaniia nasosno-ezhektornykh ustanovok [Fundamentals of calculation and design of pump-ejector units]. Moscow, Rossiiskii gosudarstvennyi universitet nefti i gaza (natsional'nyi issledovatel'skii universitet) imeni I.M. Gubkina, 2012, 300 p.
9. Liamaev B.F. Gidrostruinye nasosy i ustanovki [Hydrojet pumps and devices]. Leningrad, Mashinostroenie, 1988, 278 p.
10. Ershov M.I., Munts V.A., Denisov M.A. Modelirovanie raboty struinogo kompressora v Ansys Fluent s kontrolem adekvatnosti raschetov [Simulation of jet compressor operation in Ansys Fluent with control of adequacy of calculations]. *FGAOU VO «Ural'skii federal'nyi universitet imeni pervogo Prezidenta Rossii B.N. El'tsina»*, 2017, no. 2(110), P. 157-160.
11. Efimushkin M.G., Sidorov G.M. Vliianie rasstoianiia mezhdru vykhodnym secheniem rabocheho sopla i vkhodnym secheniem kamery smesheniia struinogo gidravlicheskogo smesitelia na koeffitsient inzheksii [Effect of distance between the outlet section of the working nozzle and the inlet section of the mixing chamber of the jet hydraulic mixer on injection ratio]. *Oil and Gas Business*, 2022, no. 5, P. 102-124.
12. Chaburko P.S., Lomakin V.O. Chislennoe modelirovanie techeniia zhidkosti v struinom nasose [Numerical simulation of fluid flow in the jet pump]. *Russian Internet Journal of Industrial Engineering*, 2014, Vol. 2, no. 3, P. 55-58.
13. Panevnik D.A. Povyshenie energeticheskoi effektivnosti ispol'zovaniia neftianyykh struinykh nasosov [Improving the energy efficiency of the use of oil jet pumps]. *ENERGETIKA. Proceedings of CIS higher education institutions and power engineering associations*, 2022, Vol. 65, no. 2, P. 181-192. DOI: 10.21122/1029-7448-2022-65-2-181-192
14. Syed M.P., Najam B., Sacha S. Surface Jet Pumps Enhance Production and Processing. *Journal of Petroleum Technology*, 2014, Vol. 66, Iss. 11, P. 134-136, DOI: 10.2118/1114-0134-jpt
15. Ipanov A.S. Oshivalov M.A., Galiagin K.S., Selianinov Iu.A., Savin M.A., Vakhrameev E.I. Matematicheskoe modelirovanie raboty mnogofaznykh gidrostruinykh nasosov [Mathematical modeling of multiphase hydrojet pump operation]. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2019, Vol. 21, no. 2, P. 15-22, DOI: 10.15593/2224-9877/2019.2.02
16. Menter Florian R., Martin Kuntz, Robin Langtry. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. *Heat and Mass Transfer*, 2003, no. 4, 8 p.
17. Simcenter STAR-CCM+ 16.06.008-R8. User Guide. Siemens, 2020.
18. Roache Patrick J. Vychislitel'naia gidrodinamika [Numerical hydrodynamics]. Moscow, Mir, 1980, 618 p.