

Особенности гидродинамического моделирования центробежного газосепаратора установки электроцентробежного насоса

В.Д. Фоменко, А.И. Петров

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Для нефтяных скважинных насосов важным параметром является входное газосодержание в перекачиваемой жидкости перед входом в насосный модуль. Превышение допустимого газосодержания приводит к уменьшению напора насоса и срыву подачи. Моделирование этого процесса лишь аналитическими инструментами очень затруднено ввиду сложностей процесса газосепарации и нелинейной геометрии проточной части, а экспериментальное исследование очень дорогостояще. Поэтому одним из наиболее перспективных решений данной проблемы является использование современных средств вычислительной гидродинамики, позволяющей учесть большую часть этих факторов и существенно более дешёвой.

Цель работы — разработать расчётную геометрию, учёт которой необходим для качественно верного моделирования рабочего процесса газосепаратора, а также определить список математических моделей, которые нужно учитывать.

Методы. В данной работе применяется метод численного моделирования, основанный на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики и многофазного потока.

Результаты. Определены ключевые элементы геометрии газосепаратора, необходимые для учёта. Составлена математическая модель, качественно верно, моделирующая процесс сепарации.

Заключение. На основании результатов статьи можно утверждать, что необходимо включение в расчёт обсадной колонны в гидродинамическом моделировании газосепаратора для учёта двух ключевых режима течения в колонне: рециркуляционного и фонтанного.

Ключевые слова: численное моделирование; многофазное моделирование; центробежный насос; нефтяной скважинный насос; установка электроцентробежного насоса; газосепаратор.

КАК ЦИТИРОВАТЬ:

Фоменко В.Д., Петров А.И. Особенности гидродинамического моделирования центробежного газосепаратора установки электроцентробежного насоса // Известия МГТУ «МАМИ». 2025. Т. 19, № 3. С. **x–y**. DOI:10.17816/2074-0530-687132 EDN: OWLCCW

Features of Hydrodynamic Modeling of the Centrifugal Gas Separator of the Electric Submersible Pump

Vladislav D. Fomenko, Alexey I. Petrov

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: For oil well pumps, an important parameter is the inlet gas content in the pumped liquid before entering the pumping module. Exceeding the permissible gas content leads to a decrease in the pump pressure and disruption of the supply. Modeling of this process with analytical tools only is very difficult due to the complexities of the gas separation process and the nonlinear geometry of the flow part, whereas, experimental research is very expensive. Therefore, one of the most promising solutions to this problem is the use of modern computational fluid dynamics tools that are capable of considering most of these factors and significantly cheaper.

AIM: Development of a design geometry, the consideration of which is necessary for high-quality modeling of the gas separator working process. Determination of a list of mathematical models that need to be considered.

METHODS: This study uses a numerical simulation method based on solving discrete analogues of the basic equations of hydrodynamics and multiphase flow.

RESULTS: Key elements of the gas separator geometry, necessary to be considered, are defined. The mathematical model, which simulates the separation process accurately, is built.

CONCLUSION: Based on the study results, it can be argued that it is necessary to include a gas separator in the calculation of the casing pipe in the hydrodynamic modeling in order to consider two key flow modes in the pipe: recirculation and fountain.

Keywords: numerical modeling; multiphase modeling; centrifugal pump; oil well pump; electrical submersible pump; gas separator.

TO CITE THIS ARTICLE:

Fomenko VD, Petrov AI. Features of Hydrodynamic Modeling of the Centrifugal Gas Separator of the Electric Submersible Pump. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2025;19(3):x–y. DOI: 10.17816/2074-0530-687132 EDN: OWLCCW

Submitted: 09.07.2025 Accepted: 29.11.2025 Published online: 29.11.2025

ОБОСНОВАНИЕ

Современные методы гидродинамического моделирования в центробежных насосах, как правило, применяются для оптимизации проточных частей насосов с целью повышения их энергоэффективности. Однако также остаются и другие, менее освещённые в литературе аспекты, относящиеся к многофазному моделированию. Ввиду сложностей самого многофазного потока математические модели для его описания носят более приближённый характер, чем их однофазные аналоги, однако применений для многофазного моделирования существенно больше, особенно в нефтегазовой отрасли.

Одним из возможных применений многофазного моделирования является моделирование рабочего процесса центробежного газосепаратора установки электроцентробежного насоса (далее — УЭЦН). Согласно российским стандартам, максимально допустимое газосодержание на входе в насос не должно превышать 25%, т. к. дальнейшее его повышение приводит к сильному падению напора и срыву подачи [1]. Это накладывает определённые требования к характеристикам сепарационного модуля, к которым относится центробежный газосепаратор (рис. 1).



Рис. 1. Классическая конструкция центробежного газосепаратора [18]

Fig. 1. The classical design of a centrifugal gas separator [18].

Возможным способом исследования газосепаратора являются экспериментальные исследования [3]. Существует большое количество различных экспериментальных методик, в которых применяются различные по конфигурации стенды [2, 4]. В это же время каждый из этих способов материально затратный, что накладывает ограничения на возможное количество испытываемых моделей. Гидродинамическое моделирование лишено такого недостатка.

Известно несколько работ, в которых авторы предпринимали попытки моделирования рабочего процесса газосепаратора [5–7]. Однако гидродинамическое моделирование играло опосредованную роль, и авторы не делали упор на верификацию используемого ими метода расчёта, что в свою очередь создало ситуацию полного отсутствия верификации гидродинамического моделирования газосепараторов. Это оставляет открытым вопрос об особенностях его моделирования, используемой геометрии, сетки и математических моделях, позволяющих качественно верно моделировать процесс сепарации, что и освещается данной работой.

Было высказано предположение, что, возможно, для моделирования газосепаратора необходимо учитывать модель обсадной колонны, а не ограничиваться лишь моделированием проточной части, как это делается в большинстве работ [5–7]. В качестве верификационной базы были выбраны данные с испытаний этого газосепаратора.

ОПИСАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Существуют различные методики определения расхода и газосодержания на входе в насос после газосепаратора. К ним относится одна из первых механистических моделей Алханати [8], который рассматривал динамику газового пузырька в потоке жидкости, дальнейшее развитие этой модели описано в статье, но уже использующее численный расчёт [9]. Среди российских авторов есть работа [10], по сути являющаяся продолжением работы Алханати и развивающая механистический подход.

Однако ни в одной из этих работ нет полноценного описания математических моделей многофазного потока и учёта сложной геометрии проточной части самого газосепаратора, что накладывает ограничение на их применение. Использование упрощённой геометрии проточной части не даёт возможности сравнения различных проточных частей между собой.

Гидродинамическое моделирование газосепаратора было проведено в работе [11], однако не была проведена верификация с экспериментом и не указаны граничные условия, что не позволяет сделать вывод о модели сепарации. В работе [6] ограничились лишь однофазным моделированием газосепаратора.

В связи с этим имеет место необходимость применения более совершенного метода, основанного на вычислительной гидродинамике, который не только позволит рассчитывать сложный многофазный поток, но и полностью учитывать геометрию газосепаратора, что отразится на распределении давлений, скоростей и, следовательно, объёмных долей фаз. Для учёта этого предложена модель Эйлеровой многофазности, в которой каждая из фаз моделируется, как отдельная фаза, т. е. для каждой фазы решается своя система уравнений в модели турбулентности, а не как смесь, где каждая из фаз представлена с помощью весовой функции объёмной доли или плотности.

При моделировании взаимодействия фаз используется описание вида «непрерывная-дисперсная», т. е. принимается, что газовая фаза является дисперсной по отношению к непрерывной жидкой фазе.

ИСПОЛЬЗУЕМЫЙ МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АППАРАТ

Гидродинамическое моделирование основано на решении дискретных аналогов базовых уравнений гидродинамики. В случае несжимаемой жидкости это:

- уравнение Навье-Стокса, которое в векторной форме имеет вид:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \bar{f} + \nu \Delta \bar{v}, \quad (1)$$

где $\bar{v}$ — вектор скорости, p — давление, $\bar{f}$ — вектор массовых сил, t — время, ρ — плотность жидкости, ν — кинематическая вязкость жидкости, Δ — оператор Гамильтона, ∇ — оператор Лапласа;

- уравнение неразрывности:

$$\nabla \cdot \bar{v} = 0. \quad (2)$$

Для получения дискретных аналогов этих уравнений проводится *осреднение по Рейнольдсу*.

В результате описанные выше уравнения приобретают вид (все уравнения записаны по способу Эйнштейна):

- уравнения Навье-Стокса (осреднённые по Рейнольдсу):

$$\rho \left(\frac{\partial U_i}{\partial t} + U_i \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(T_{ij}^{(v)} - \rho \langle u_i u_j \rangle \right), \quad (3)$$

где u_i — мгновенное значение проекции скорости вектора $\bar{v}$ на i -ю ось ($i=1,2,3$); U_i — осреднённое значение скорости u_i за период осреднения T ; P — осреднённое значение давления; $T_{ij}^{(v)} = 2\mu S_{ij}$ — тензор вязких напряжений для несжимаемой жидкости;

$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$ — тензор скоростей деформаций; $\rho \langle u_i u_j \rangle$ — Рейнольдсовы напряжения;

- уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0. \quad (4)$$

Осреднение уравнений Навье-Стокса по Рейнольдсу делает систему уравнений *незамкнутой*, т. к. дополнительно к 4-м неизвестным ($u_i, i=1,2,3$ и p) добавляются ещё 6 неизвестных в виде Рейнольдсовых напряжений $\rho < u_i u_j >$. В результате получаем систему из 4 уравнений при 10 неизвестных. Поэтому для замыкания этой системы уравнений вводятся дополнительные уравнения моделей турбулентности.

Для решения задачи в этой работе использовалась полуэмпирическая модель, $k-\omega$ SST-модель турбулентности, которая вводит дополнительные уравнения:

- уравнения переноса кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_i \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]; \quad (5)$$

- уравнения относительной скорости диссипации этой энергии:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_i \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (6)$$

где k — кинетическая энергия турбулентности; P_k — сумма членов генерации энергии турбулентности с учётом нелинейности; α, β, γ — коэффициенты замыкания; ω — относительная скорость диссипации; ν — кинематическая вязкость; σ_k, σ_ω — полуэмпирические модельные коэффициенты $k-\omega$ SST-модели турбулентности; ν_T — турбулентная вязкость, задаваемая с помощью $k-\omega$ SST-модели турбулентности $\left(\nu_T = k \frac{\gamma}{\omega} \right)$; P_ω — сумма членов генерации удельной диссипации и перекрестной диффузии.

В результате получаем замкнутую систему уравнений.

Уравнения (1)–(5) описывают лишь элементарный однофазный поток, однако эту систему необходимо дополнить, чтобы учесть многофазность потока. В результате получим следующую изменённую систему уравнений (7)–(11):

- уравнение объёмной доли каждой фазы в ячейке:

$$V_i = \int_V \alpha_i dV, \quad (7)$$

где N — число фаз, α_i — объёмная доля фазы i , определяемая уравнением:

$$\sum_{i=1}^N \alpha_i = 1; \quad (8)$$

- уравнение неразрывности (для фазы i):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \alpha_i \rho_i dV + \oint_A \alpha_i \rho_i \bar{v}_i \cdot d\bar{a} = \int_V \sum_{j \neq i} (m_{ij} - m_{ji}) dV + \int_V S_i^\alpha dV, \quad (9)$$

где α_i — объёмная доля, ρ_i — плотность, $\bar{v}_i$ — скорость, m_{ij} — скорость массопереноса из фазы i к фазе j ($m_{ij} \geq 0$), m_{ji} — скорость массопереноса из фазы j к фазе i ($m_{ji} \geq 0$), S_i^α — источниковый член;

- уравнение моментов (для фазы i):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \alpha_i \rho_i \bar{v}_i dV + \oint_A \alpha_i \rho_i \bar{v}_i \otimes \bar{v}_i \cdot d\bar{a} = & - \int_V \alpha_i \nabla p dV + \int_V \alpha_i \rho_i \bar{g} dV + \oint_A \left(\alpha_i (T_i + T_i^t) \right) \cdot d\bar{a} + \int_V (\bar{M}_i)_i dV + \\ & + \int_V (\bar{F}_{int})_i dV + \int_V S_i^\alpha dV + \int_V \sum_{j=1}^n (m_{ij} \bar{v}_j - m_{ji} \bar{v}_i) dV \end{aligned}, \quad (10)$$

где p — давление, полагаемое одинаковым для всех фаз, g — вектор силы тяжести, T_i и T'_i — тензоры молекулярных и турбулентных напряжений соответственно, M_i — межфазная передача импульса, отнесённая к единице объёма, $(F_{int})_i$ — внутренние силы, S_i^α — источниковый член, m_{ij} — скорость массопереноса из фазы i к фазе j ($m_{ij} \geq 0$), m_{ji} — скорость массопереноса из фазы j к фазе i ($m_{ji} \geq 0$), S_i^α — источниковый член;

- межфазная передача момента определяется из условия, что сумма всех сил, которые фазы оказывают друг на друга, удовлетворяют уравнению

$$\sum_i M_i = 0 \quad (11)$$

Дополнительно к этим уравнениям добавлены уравнения коэффициента сопротивления, силы турбулентной дисперсии (используется модель Inertial), подъёмной силы (используется корреляция Sugrue [12]), межфазной площади взаимодействия (модель Symmetric), силы от «виртуальной массы» (модель Zuber [13]), модель Virtual Mass Stress, учитывающая эффект «виртуальной массы» в локальной мгновенной реакции частиц на турбулентные колебания, и модель Sato Induced Viscosity, учитывающая межфазный обмен турбулентными пульсациями и увеличивающая эффективную вязкость непрерывной фазы [14].

Отдельно стоит остановиться на используемой модели коэффициента сопротивления.

Сила сопротивления определяется уравнением

$$\bar{F}_{ij}^D = A_D \bar{v}_r, \quad (12)$$

где $\bar{v}_r$ — скорость проскальзывания между фазами i и j ,

$$\bar{v}_r = \bar{v}_j - \bar{v}_i; \quad (13)$$

A_D — линейризованный коэффициент сопротивления:

$$A_D = C_D \frac{1}{2} \rho_c |\bar{v}_r| \left(\frac{a_{cd}}{4} \right). \quad (14)$$

Площадь межфазного взаимодействия a_{cd} определяется моделью Symmetric, которая используется при больших содержаниях дисперсной фазы:

$$a_{cd} = \frac{6\alpha_c \alpha_d}{l_{cd}}, \quad (15)$$

где α_c — объёмная доля дисперсной фазы, α_d — объёмная доля непрерывной фазы, l_{cd} — межфазная масштаб длины взаимодействия.

Коэффициент сопротивления C_D определяется из соотношения

$$C_D = C_{D\infty} \cdot f_D, \quad (16)$$

где $C_{D\infty}$ — коэффициент сопротивления одиночной частицы в бесконечной неподвижной непрерывной фазе, f_D — представляет собой поправочный коэффициент аэродинамического сопротивления для формы несферических частиц, который определяется на основе измерения конечной скорости для множества частиц одинакового размера, движущихся вместе при заданной концентрации. Эта коррекция может охватывать ряд физических эффектов, которые бывает трудно отделить на практике, таких как погрешности из-за повышенного взаимодействия с турбулентностью или совместное движение из-за скопления или слияния дисперсных частиц.

Такое задание коэффициента сопротивления открывает широкое поле для исследования, т. к. в зависимости от соотношения $C_{D\infty}$ и f_D возможно получать различные значения коэффициента сопротивления, соответствующего разным режимам многофазного

течения. В данной работе предложено описание коэффициента $C_{D\infty}$ уравнением Schiller-Nauman [15]:

$$C_{D\infty} = \begin{cases} \frac{24}{Re_d} (1 + 0,15 Re_d^{0,687}), & \text{при } 0 < Re_d \leq 1000 \\ 0,44, & \text{при } Re_d > 1000 \end{cases}, \quad (17)$$

где для дисперсной фазы число Рейнольдса Re_d определяется в виде

$$Re_d = \frac{\rho_c |\bar{v}_r| l}{\mu_c}, \quad (18)$$

где ρ_c — плотность непрерывной фазы, μ_c — динамическая вязкость непрерывной фазы, l — межфазная длина взаимодействия или размер пузырька.

В качестве способа определения f_D выбрана новая модель Rusche, описанная в работе [16], в которой автор исследует коэффициент сопротивления пузырька газа при больших содержаниях дисперсной фазы. Полученная коррекция выражается соотношением

$$f_D(\alpha_d) = e^{K_1 \alpha_d} + \alpha_d^{K_2}, \quad (19)$$

где α_d — объёмная доля дисперсной фазы; K_1 и K_2 — коэффициенты, подбираемые в зависимости от режима течения.

В своей работе Rusche [16] исследовал силу сопротивления, действующую на частицы дисперсной фазы, в зависимости от их числа Архимеда (рис. 2).

Для пузырьков газа в жидкости (воде) им получены значения $K_1 = 3,64$ и $K_2 = 0,864$. Учитывая, что математическое описание силы сопротивления немного отличается от модели (при описании a_{cd}), использованной Rusche, значения коэффициентов были изменены: $K_1 = 8,2$, $K_2 = 0,864$. Это не влияет на общность изложения, экспоненциальный закон изменения f_d был сохранён.

Также для газовой фазы используется модель турбулентности Issa Turbulence Response [17], которую Rusche использовал в своей работе для моделирования движения дисперсной фазы.

Коэффициент поверхностного натяжения был принят $50 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ ввиду добавления в модельную газожидкостную смесь ПАВ Диссолван 4411 [3], который ухудшает коагсиляционные свойства пузырьков, что является общепринятым для экспериментального исследования газосепараторов на газожидкостной смеси.

Газосодержание определяется по формуле

$$\beta = \frac{Q_\Gamma}{Q_\Gamma + Q_\text{ж}}, \quad (20)$$

где Q_Γ — объёмный расход газа, $Q_\text{ж}$ — объёмный расход жидкости.

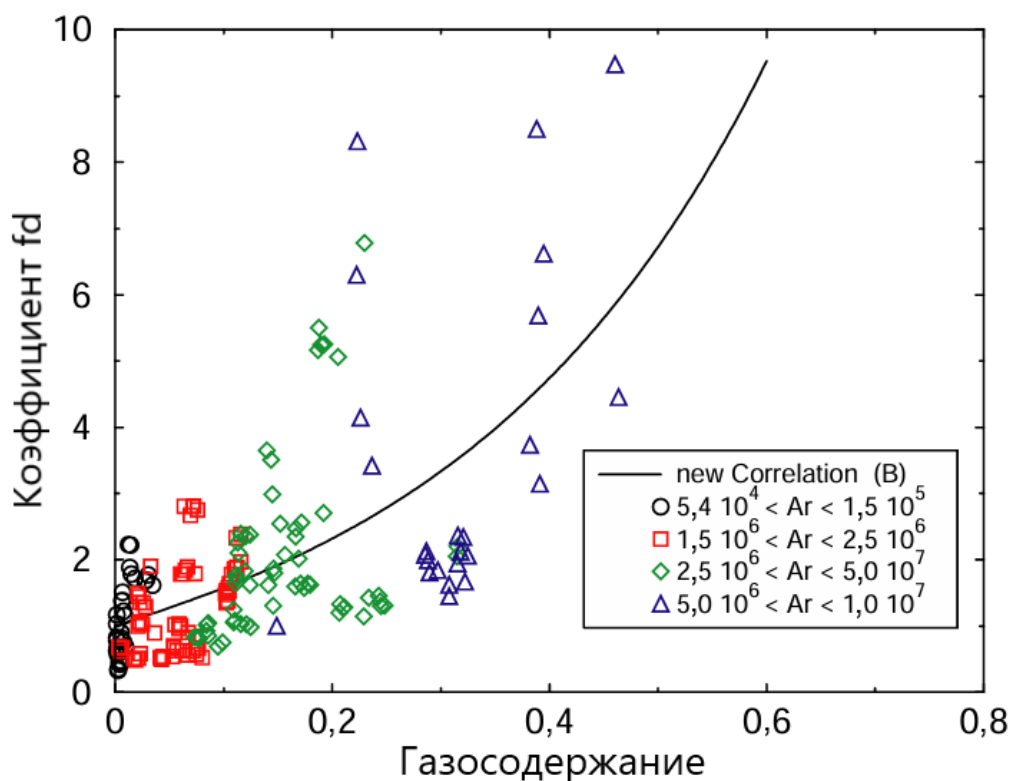


Рис. 2. Зависимость коэффициента f_D (на графике кривая «new Correlation») для пузырьков газа при различных числах Архимеда Ar от газосодержания смеси α [18].

Fig. 2. Dependence of f_D (on graph «new Correlation» curve) coefficient for gas bubbles at different Archimedes Ar numbers on mixture volume fraction of gas α [18].

СПОСОБЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ МНОГОФАЗНОГО ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОСЕПАРАТОРА

Первоначальный анализ необходимой геометрии был проведён после внимательного рассмотрения стенда и экспериментальных данных (рис. 3 и 4).

Моделирование газосепаратора было проведено с воссозданием эксплуатационной колонны 3 и 4, что позволяет учитывать также особенности течения в пространстве между обсадной колонной.

В газосепаратор 5 мелкодисперсная газожидкостная смесь, которая повторяет реальные условия в скважине [3], подаётся через трубу 1. Далее часть жидкости вместе с газом выбрасывается газосепаратором обратно в колонну 3 через выкидной патрубков и отводится через трубу 7. Оставшаяся основная масса жидкости с меньшим количеством газа попадает в насос 6 и отводится далее через трубу 8. В начале, при нулевом газосодержании клапан на газоотводной линии 7 закрыт, и по мере увеличения входного газосодержания он открывается для корректировки давления по манометру 2 на уровне 0,2 МПа в абсолютном значении.

Газожидкостная смесь — смесь воды с воздухом — при добавлении в воду ПАВ Диссолван 4411, что является довольно распространённой практикой при моделировании газосепараторов [3].

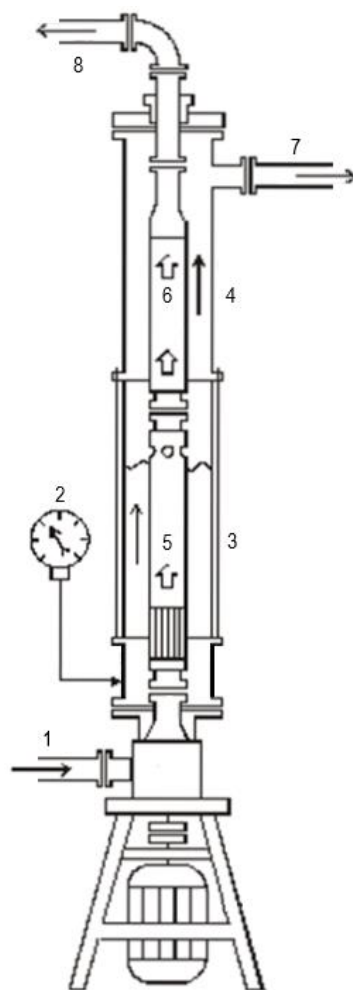


Рис. 3. Стенд для испытаний газосепаратора: 1 — входная труба; 2 — манометр; 3 и 4 — модель эксплуатационной колонны; 5 — газосепаратор; 6 — насос; 7 — труба для отвода сброшенной жидкости и воздуха; 8 — труба для подачи жидкости после насоса.

Fig. 3. Gas separator test bench: 1, inlet pipe; 2, pressure gauge; 3 and 4, model of the production column; 5, gas separator; 6, pump; 7, pipe for removing discharged liquid and air; 8, pipe for supplying liquid after the pump.

Было замечено, что при полностью перекрытом кране газоотводной линии 7 выкидной патрубок газосепаратора остаётся открытым. Это необходимо приводит к наличию режима рециркуляции вдоль обсадной колонны между выкидным патрубком и заборным патрубком, что необходимо учитывать даже в однофазном расчёте, потому что расход через проточную часть газосепаратора будет больше величины подачи подпорного насоса на величину перетечки газожидкостной смеси в обсадной колонне.

Таким образом, кроме геометрии проточной части, необходимо учитывать ещё и геометрию обсадной колонны.

В расчётной геометрии не учитывается модуль диспергатора ввиду отсутствия моделирования растворения газа в жидкости, чем в условиях небольших напоров газосепаратора можно пренебречь. Аналогично упрощённо представлен входной модуль, площадь которого соответствует площади всасывания исходного входного модуля. Оба допущения сделаны для ускорения расчёта, что особенно актуально в инженерных приложениях при качественных первых расчётах.

Кроме модуля сепарации, включающего в себя всё до шнека-диспергатора, установленного перед насосом для гомогенизации смеси, остальное, т. е. шнек-диспергатор и модуль после него, можно не учитывать в расчёте ввиду отсутствия влияния процесса растворения газа в жидкости из-за малых напоров шнека.

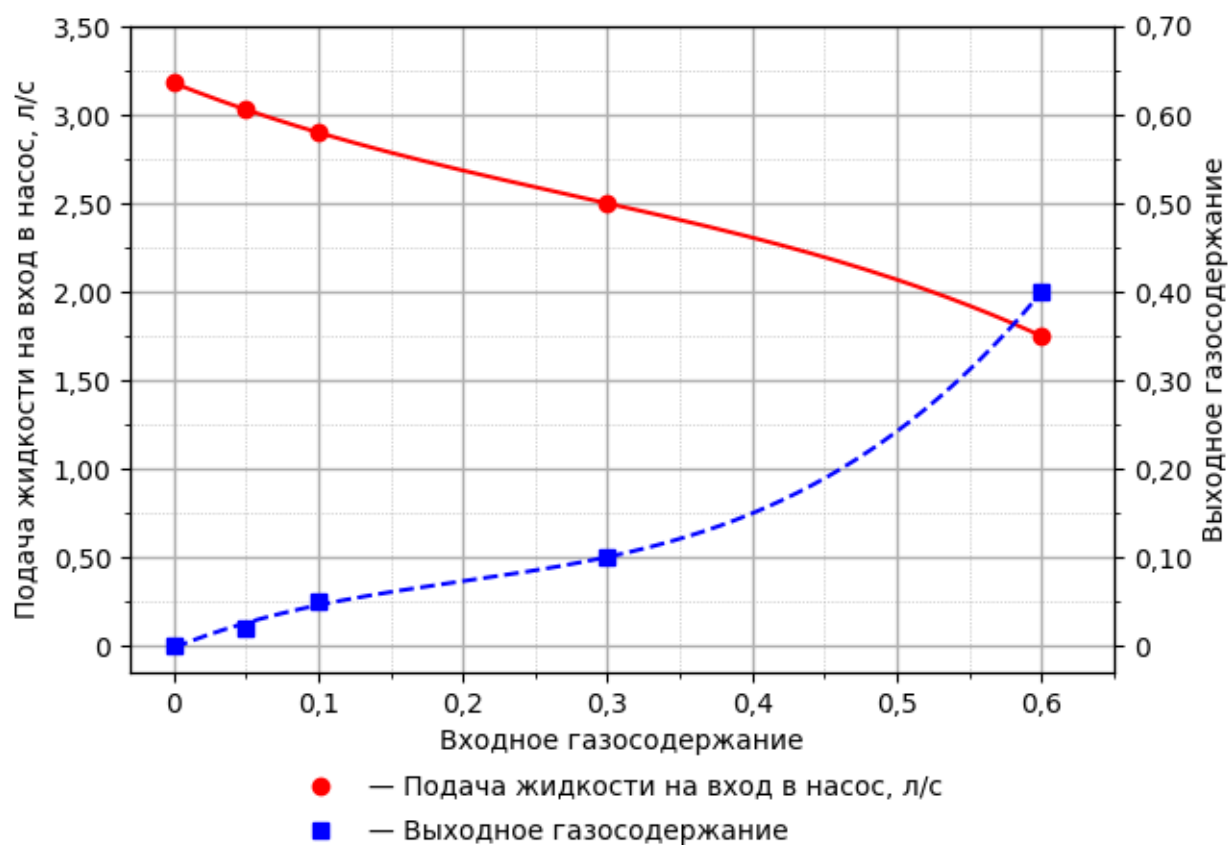


Рис. 4 Экспериментальные данные.

Fig. 4 Experimental data.

3D-модель исследуемого газосепаратора представлена на рис. 5.



Рис. 5. 3D-модель исследуемого центробежного газосепаратора.

Fig. 5. 3D-model of the studied centrifugal gas separator.

В результате расчётная геометрия примет вид, представленный на рис. 6.

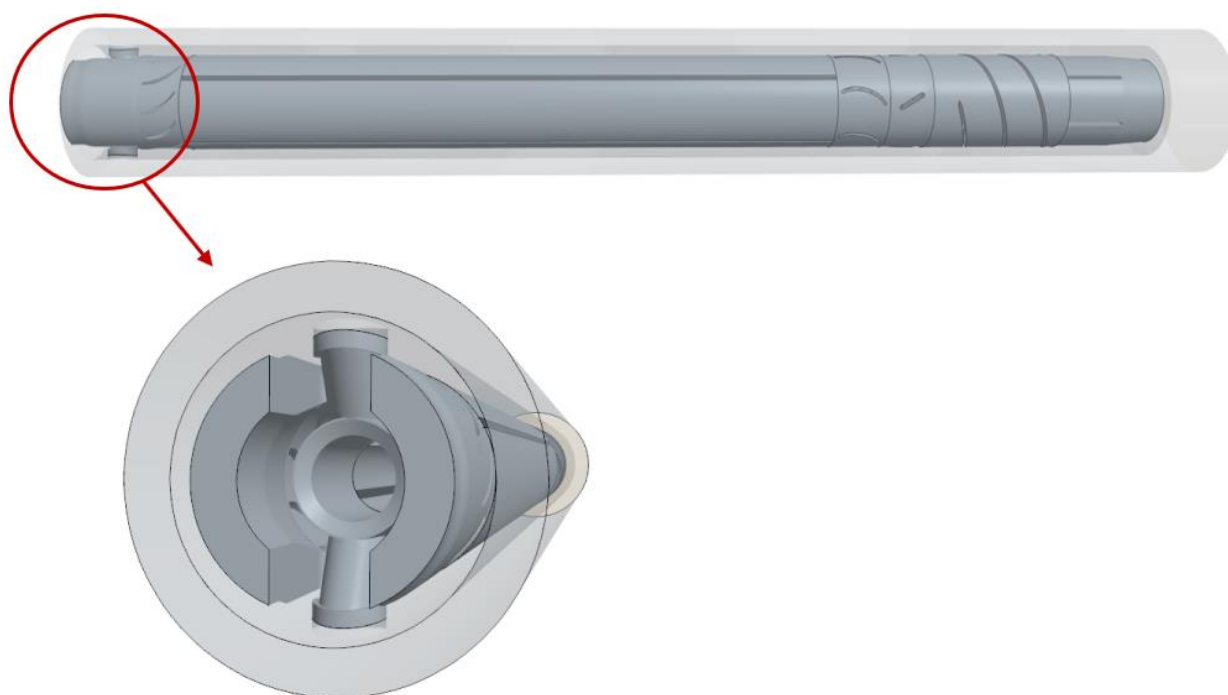


Рис. 6. Расчётная геометрия газосепаратора (сплошным показана проточная часть, а затенённым — обсадная колонна).

Fig. 6. Calculated geometry of the gas separator (solid line shows the flow part and shaded line shows the casing pipe).

Заметим, что при нулевом газосодержании расчёт становится однофазным, что позволяет принять следующую систему граничных условий (рис. 7).

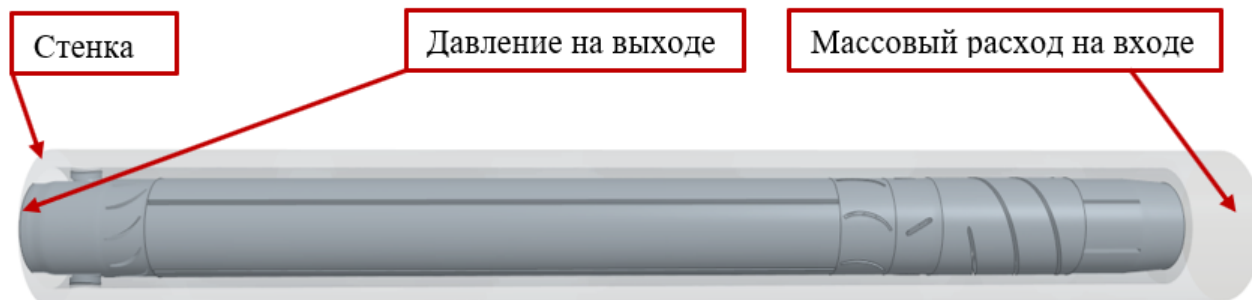


Рис. 7. Граничные условия для однофазного расчёта.

Fig. 7. Boundary conditions for single-phase analysis.

Корректируя давления на выходе, выставляем его значение, чтобы давление на входе в газосепаратор согласовалось с экспериментом и составило около 0,2 МПа в абсолютных значениях. Значение давления на входе в насос составило 0,24848 МПа, что позволяет использовать его как максимально возможное значение для дальнейших расчётов в качестве начального приближения, т. к. при увеличении выходного газосодержания значение напора будет падать, как и в случае УЭЦН. Также измерено давление на выходе из обсадной колонны, которое составило 0,885 МПа.

Ввиду постепенного открытия задвижки давление в обсадной колонне 3 будет меняться, следовательно, его значение необходимо корректировать.

Давление на выходе из обсадной колонны пересчитывается, исходя из закона гидростатики, ввиду малого значения скорости в обсадной колонне. Отсутствие влияния скорости на давление в колонне между выкидным патрубком и входом в газосепаратор указывается также в работе [2]. Поэтому уравнение для граничного условия имеет вид

$$p_k = p_0 + (\rho_c - \rho_{avr})gh, \quad (21)$$

где p_0 — давление при нулевом входном газосодержании, ρ_c — плотность непрерывной фазы, ρ_d — плотность дисперсной фазы, h — высота обсадной колонны.

Система граничных условий в этом случае примет следующий вид (рис. 8).



Рис. 8. Граничные условия.

Fig. 8. Boundary conditions.

Физический смысл формулы (21) состоит в последовательном увеличении давления в колонне для поддержания на постоянном уровне давления на входе в газосепаратор при изменении плотности газожидкостной смеси в пространстве обсадной колонны.

Таким образом, изменяя давление p_n на выходе из газосепаратора, получаем различные значения подач на вход в насос и уровни выходного газосодержания. Данное давление, как показывает расчёт, практически не влияет на давление перед газосепаратором, т. к. обладает довольно малым коэффициентом усиления по давлению в отличие от давления в колонне, а определяет лишь величину перетечки в обсадной колонне. Давлением, определяющим величину на входе в газосепаратор, является давление в колонне p_k .

В процессе уменьшения давления p_n было замечено, что значение перетечки уменьшается, и была предпринята попытка дальнейшего уменьшения давления для исследования режима течения в обсадной колонне. Расчёт показал, что при достижении критического уровня давления $p_{кр_н}$ режим течения в обсадной колонне кардинально меняется и колонна начинает работать в фонтанном режиме (рис. 9), когда жидкость начинает течь в колонне не на вход в газосепаратор, а вверх по колонне. Также меняется режим работы газосепаратора.

Режим рециркуляции кратко описывался в работе [9], а фонтанный режим не был разобран, лишь упомянуто, что давления шнекового нагнетателя становится недостаточно и сепарация ухудшается. Фонтанный режим частично указан только в работе [2]. В работе [10] на схеме течения изображён режим рециркуляции, но не описан в самой работе и не учитывается в математической модели. Также мало внимания уделено другим режимам работы газосепаратора, указано только, что при нерасчётном режиме подача жидкости в выкидной патрубок прекращается и «коэффициент сепарации РГС будет учитывать только процесс естественной сепарации в затрубном пространстве». Причём в обеих работах используется характеристика шнекового нагнетателя, которая заранее неизвестна ввиду сильной зависимости от газосодержания, определяемого также и величиной перетечки при работе в режиме рециркуляции.

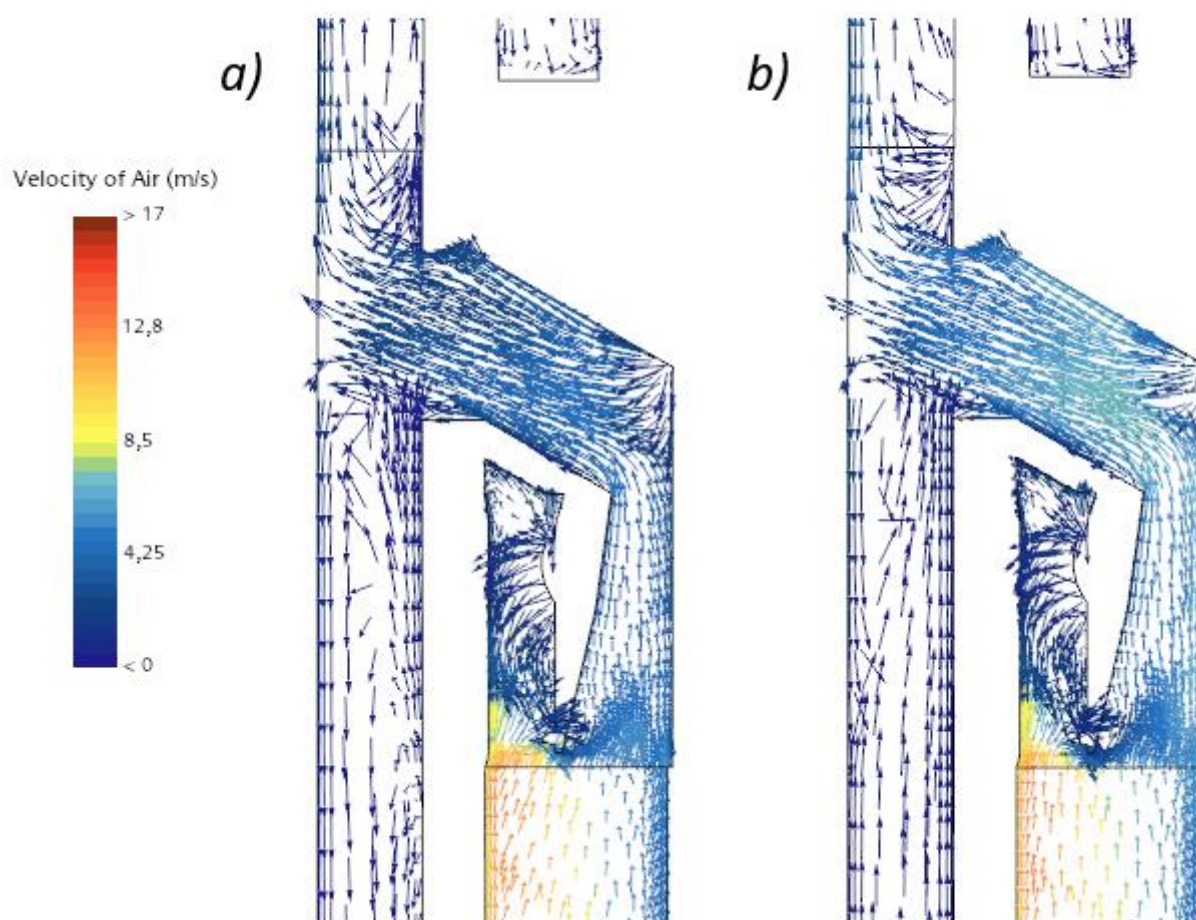


Рис. 9. Режимы работы газосепаратора: *a* — режим рециркуляции; *b* — фонтанный режим, шкала сделана по скорости газовой фазы (Velocity of Air).

Fig. 9. Gas separator operation modes: *a*, recirculation mode; *b*, fountain mode, scale shows velocity of gas fraction (Velocity of Air).

Явно не указано, как учитывалась величина перетечки в режиме рециркуляции, т. к. она вносит существенную величину расхода, что также сказывается на напоре шнекового нагнетателя. Изначально как граничное условие задан только расход через газосепаратор, который является в общем случае неизвестной величиной.

В проведённом моделировании показано, что расход жидкости через выкидной патрубок в фонтанном режиме всё же есть, хоть и существенно меньший, чем при режиме рециркуляции. Используемая модель автоматически учитывает величину перетечки вследствие выполнения уравнений неразрывности для каждой фазы.

Наличие фонтанного режима объясняется недостаточным давлением шнекового нагнетателя и увеличивающимся сопротивлением входного модуля при увеличивающемся газосодержании, что подтверждается аналогичным выводом в работе [9]. Сам фонтанный режим приводит к сильному уменьшению подачи насоса и, следовательно, нерасчётному режиму работы вследствие существенно увеличившегося газосодержания.

Сцена распределения объёмной доли газа приведена для газосодержаний 0,15 и 0,6, соответствующего максимально достижимому в эксперименте (рис. 10).

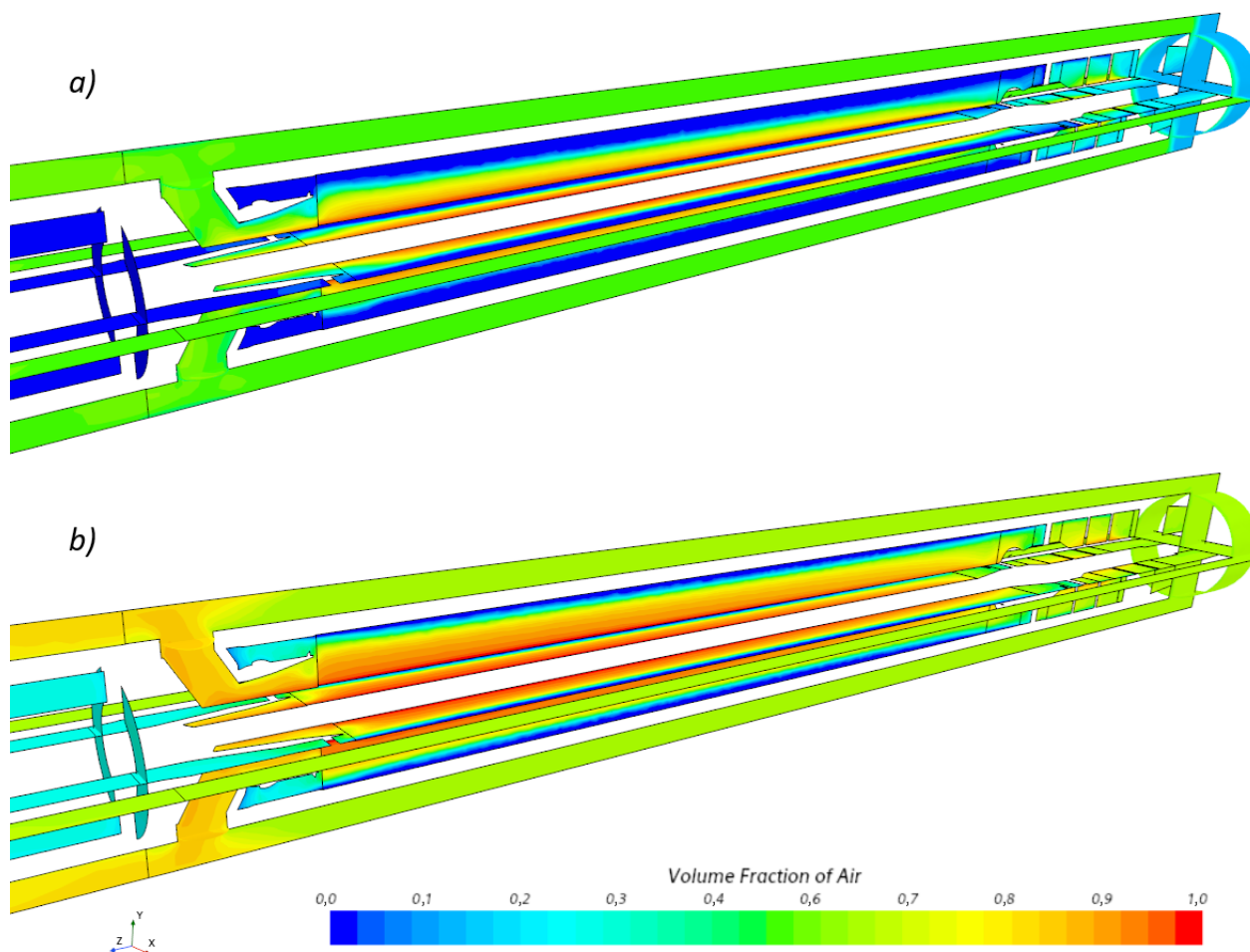


Рис. 10. Распределение объёмной доли газовой фазы (Volume Fraction of Air) для разного входного газосодержания: *a* — газосодержание 0,15; *b* — газосодержание 0,6; шкала сделана по объёмной доле газовой фазы (Volume Fraction of Air).

Fig. 10. Distribution of volume fraction of gas phase (Volume Fraction of Air) for various inlet gas contents: *a*, gas content 0.15; *b*, gas content 0.6, scale shows volume fraction of gas phase (Volume Fraction of Air).

Таким образом, можно утверждать, что существуют два режима работы обсадной колонны: рециркуляции и фонтанный, каждый из которых определяется подачей через шнековый нагнетатель и уровнем входного газосодержания.

В результате расчёта была получена характеристика газосепаратора и проведено её сравнение с экспериментом (рис. 11 и 12).

Как можно видеть, модель соответствует физической картине, т. е. качественно верно описывает поведение процесса газосепарации газосепаратора УЭЦН, однако требует донстройки с целью уточнения получаемых значений, что представляет поле для дальнейшей работы.

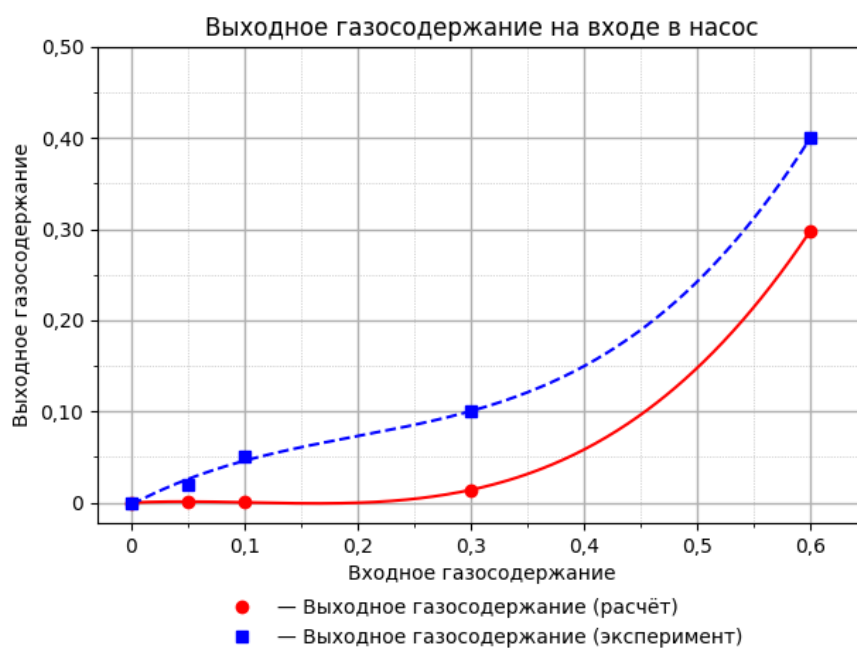


Рис. 11. Сравнение с экспериментом газосодержания на входе в насос.

Fig. 11. Comparison of gas content at the pump inlet with the experiment.

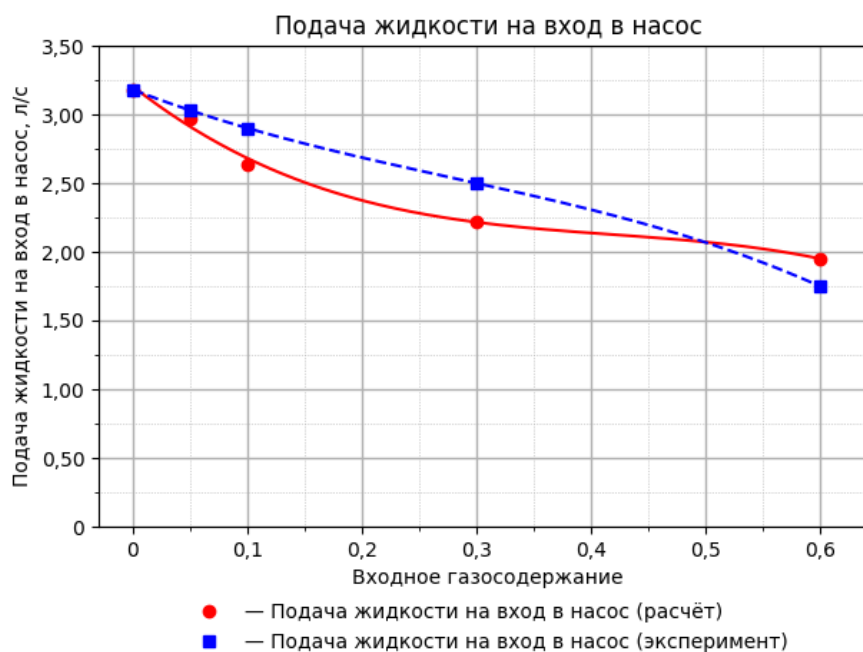


Рис. 12. Сравнение с экспериментом подачи насоса.

Fig. 12. Comparison with the pump supply experiment.

Результаты расчёта сведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты расчётов**Table 1.** Calculation results

$\beta_{\text{вх}}$	$\beta_{\text{вых}}^p$	$\beta_{\text{вых}}^{\text{э}}$	$Q_n^p, \text{л/с}$	$Q_n^{\text{э}}, \text{л/с}$
0	0	0	3,18	3,18
0,05	0,001	0,02	2,97	3,03
0,1	0,0004	0,05	2,64	2,9
0,3	0,014	0,1	2,22	2,5
0,6	0,298	0,4	1,95	1,75

Здесь $\beta_{\text{вх}}$ — входное газосодержание, $\beta_{\text{вых}}^p$ — выходное расчётное газосодержание после газосепаратора, $\beta_{\text{вых}}^{\text{э}}$ — выходное экспериментальное газосодержание после газосепаратора, Q_n^p — расчётная подача жидкости в насос после газосепаратора, $Q_n^{\text{э}}$ — экспериментальная подача жидкости в насос после газосепаратора.

Основная погрешность сосредоточена в выходном газосодержании, что диктует необходимость в уточнении модели, погрешность по подаче насоса существенно меньше.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проанализированы различные работы по способу моделирования процесса газосепарации в центробежном газосепараторе УЭЦН. Указаны их основные достоинства и недостатки, проведено обсуждение режимов течения в газосепараторе и обсадной колонне. На основе этого анализа показана необходимость учёта модели обсадной колонны в общем расчёте.

Основной проблемой в предшествующих аналитических моделях является принципиальное отсутствие учёта обсадной колонны. Это не позволяет учитывать перетечку в режиме рециркуляции и, следовательно, корректно моделировать режим работы газосепаратора ввиду некорректного учёта расхода через его проточную часть. Отмечено, что при использовании упрощённых моделей геометрии проточной части отсутствует возможность сравнения различных геометрий проточных частей.

В результате проведённого моделирования составлена первичная математическая модель, позволяющая качественно верно моделировать газосепаратор в современных пакетах гидродинамического моделирования. Её применение позволило показать, подтвердить результаты ранее проведённых работ и дополнительно обосновать наличие двух режимов течения в обсадной колонне: рециркуляционного и фонтанного. Учёт этих режимов в расчёте позволяет учитывать расход через газосепаратор корректно, с учётом перетечки по обсадной колонне. Корректный учёт расхода через газосепаратор открывает дальнейшее поле для исследования уже самого процесса сепарации, который сам существенно зависит от расхода в газосепараторе.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. В.Д. Фоменко — автор идеи, постановка задачи, выполнение численного моделирования и исследования, подготовка и написание текста статьи; А.И. Петров — сбор и анализ литературных источников, подготовка и написание статьи. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источники финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов

за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы использовали фрагменты ранее опубликованных собственных сведений (текст, иллюстрации, данные), отмеченные ссылками на источники в списке литературы.

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: V.D. Fomenko: author of the idea, problem statement, numerical modeling and research, preparation and writing of the text of the manuscript; A.I. Petrov: collection and analysis of literary sources, preparation and writing of the manuscript. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agreed to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Ethics approval: Not applicable.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities, or interests for the last three years related to for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: No previously obtained or published material (text, images, or data) was used in this study or article.

Data availability statement: The editorial policy regarding data sharing does not apply to this work as no new data was collected or created.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

Provenance and peer review: This paper was submitted unsolicited and reviewed following the standard procedure. The peer review involved two external reviewers, a member of the editorial board, and the in-house scientific editor.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Drozdov AN. *Development of a methodology for calculating the characteristics of a submersible centrifugal pump during the operation of wells with low pressures at the pump inlet* : specialty 25.00.17 "Development and operation of oil and gas fields" : dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences. – Moscow, 1982. – 212 p. (In Russ.) EDN: XSRZRR
2. Musinsky AN. *Development and research of vortex gas separators for high-flow wells* : specialty 02/05/13 "Machines, aggregates and processes (by industry)" : dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences / Artem Nikolaevich Musinsky, 2022. – 172 p. (In Russ.) EDN: EFJQSF
3. Drozdov AN. *Technology and technique of oil extraction by submersible pumps in complicated conditions* : a textbook for students of higher educational institutions studying in the specialty 130503 "Development and operation of oil and gas fields" areas of training for certified specialists 130500 "Oil and gas business". Russian State University of Petroleum and Gas (Gubkin National Research University). Moscow : MAKS Press LLC, 2008. – 309 p. ill. – ISBN 978-5-317-02607-3. (In Russ.) EDN: QMYQXD
4. Lyapkov PD, Igrevsky VI, Salmanov RG, et al. Bench tests of the gas separator for the UESN. *Oil and gas industry: Express information. Series: Oilfield Business*. 1985(4):6–12 (In Russ.) EDN: XSXQAP
5. Perelman MO, Pescherenko MP, Pescherenko SN. Features of multiphase flows in gas separators determining their hydroabrasion resistance. *Drilling and Oil*. 2013(5):44–47. (In Russ.)
6. Trulev AV, Timushev SF, Lomakin VO, Klipov AV. Features of improving the reliability and efficiency of gas separators of submersible installations of electric centrifugal pumps for reservoir fluid extraction. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mechanical engineering*. 2023(5(758)):64–73. doi: 10.18698/0536-1044-2023-5-64-73 (In Russ.) EDN: VGBBRW

7. Kuznetsov AA, Danilov DA, Budaev GA, et al. Investigation of the efficiency of a gas separator. *Hydraulics*. 2021(12):33–44. (In Russ.) EDN: ZMZZPH
8. Lackner G, Alhanati FJS, Shirazi SA, et al. *Numerical Simulation of the Gas-Liquid Flow in a Rotary Gas Separator*. The University of Tulsa. 1998.
9. Alhanati F. *Bottomhole gas separation efficiency in electrical submersible pump installations* : Ph. D. Dissertation. Alhanati F. The University of Tulsa, Oklahoma. 1993.
10. Mikhailov VG, Petrov PV. Icheskaya model of gas separation in the working chamber of a rotary gas separator. *Bulletin of Ufa State Aviation Technical University*. 2008;10(1):21–29. (In Russ.) EDN: JXEBJN
11. Perelman MO, Pverenko MP, Pverenko SN. Features of multiphase flows in gas separators that determine their waterjet resistance. *Drilling and oil*. 2013(5):44–47. (In Russ.) EDN: QAZWLZ
12. Sugrue RM. 2017. *A Robust Momentum Closure Approach for Multiphase Computational Fluid Dynamics Applications*. PhD Thesis, Massachusetts Institute of Technology.
13. Zuber N. On the dispersed two-phase flow in the laminar flow regime. *Chemical Engineering Science*. 1964(19):897–17.
14. Lance M, Bataille J. Turbulence in the liquid phase of a uniform bubbly air–water flow. *Journal of Fluid Mechanics* [Internet]. 1991 Jan;222:95–118. Available from: <http://dx.doi.org/10.1017/s0022112091001015>
15. Schiller L, Naumann A. Über die grundlegenden Berechnungen bei der Schwerkraftaufbereitung. *VDI Zeits*. 1933;77(12):318–320.
16. Behzadi A, Issa RI, Rusche H. Modelling of dispersed bubble and droplet flow at high phase fractions. *Chemical Engineering Science* [Internet]. 2004 Feb;59(4):759–70. Available from: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ces.2003.11.018>
17. Wang DM. “Modelling of bubbly flow in a sudden pipe expansion. 1994. Technical Report II-34, BRITE/EuRam Project BE-4098.
18. Product catalog of Borets company, 2014.

ОБ АВТОРАХ / AUTHORS' INFO

*** Фоменко Владислав Дмитриевич,**
аспирант кафедры Э10 «Гидромеханика,
гидромашины и гидропневмоавтоматика»
адрес: Россия, 105005, Москва, 2-я Бауманская
ул., д. 5;
ORCID: 0000-0003-0550-0859;
eLibrary SPIN: 5705-5352;
e-mail: vladislav.fomenko.2014@gmail.com
Соавтор:

Петров Алексей Игоревич,
канд. техн. наук,
доцент кафедры Э10 «Гидромеханика
гидромашины и гидропневмоавтоматика»;
ORCID: 0000-0001-8048-8170;
eLibrary SPIN: 7172-0320;
e-mail: alexeypetrov@bmstu.ru

* Автор, ответственный за переписку / * Corresponding author

*** Vladislav D. Fomenko,**
Postgraduate of the E10 Hydromechanics, Hydraulic
Machines and Hydropneumodynamics Department;
address: 5 2nd Baumanskaya st, Moscow, Russia,
105005;
ORCID: 0000-0003-0550-0859;
eLibrary SPIN: 5705-5352;
e-mail: vladislav.fomenko.2014@gmail.com
Co-Author:

Alexey I. Petrov,
Cand. Sci. (Engineering),
Assistant professor of the E10 Hydromechanics,
Hydraulic Machines and Hydropneumodynamics
Department;
ORCID: 0000-0001-8048-8170;
eLibrary SPIN: 7172-0320;
e-mail: alexeypetrov@bmstu.ru