

УДК 622.323, 621.6.078

doi: 10.18698/0536-1044-2022-11-58-68

Особенности совершенствования конструкции лопастных рабочих колес для работы на газожидкостных смесях

А.В. Трулев¹, С.Ф. Тимушев², В.О. Ломакин³

¹ АО «Римера»

² Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

³ МГТУ им. Н.Э. Баумана

Features of Improving the Design of Bladed Impellers for Operation on Gas-liquid Mixtures

A.V. Trulev¹, S.F. Timushev², V.O. Lomakin³

¹ AO Rimera

² Moscow Aviation Institute (National Research University)

³ Bauman Moscow State Technical University

Выполнен анализ особенностей течения газожидкостной смеси в проточной части лопастных колес мультифазных ступеней, перекачивающих газожидкостные смеси. По аналогии с выражениями для вычисления коэффициента быстроходности насоса, перекачивающего однофазную жидкость, и кавитационного коэффициента быстроходности, предложена формула для определения коэффициента быстроходности ступеней мультифазных лопастных насосов. Показано, что работа лопастных насосов на многофазных средах зависит от особенностей течения рабочей жидкости на всех участках проточной части, включая условия на входе в рабочее колесо, течение потока в лопастной решетке рабочего колеса, направляющего аппарата и выходных элементов. Рекомендованы конструктивные изменения в традиционных лопаточных решетках. Предложен их новый тип — мультиярусная дискретная лопаточная система.

Ключевые слова: газожидкостная смесь, центробежное рабочее колесо, мультифазные ступени, кавитационный коэффициент быстроходности, мультифазный коэффициент быстроходности, мультиярусная лопаточная решетка

There was made an analysis of the features of the flow of a gas-liquid mixture in the flow path of the impellers of multiphase stages pumping gas-liquid mixtures. Similar to the expressions for determining the speed coefficient of a pump for a single-phase liquid and the cavitation speed coefficient, a formula is proposed for determining the speed coefficient for stages of multiphase vane pumps. It is shown that the operation of vane pumps in multiphase media depends on the characteristics of the flow of the working fluid in all sections of the flow path, including the conditions at the inlet to the impeller, the flow in the vane array of the impeller and the guide vane together with the output elements of the pump. Design changes in traditional forms of vane grids are recommended, and a new type is proposed — multilevel discrete vane grid system.

Keywords: gas-liquid mixture, centrifugal impeller, multi-phase stages, speed factor, cavitation speed factor, multi-phase speed factor, centrifugal impeller vane grid, vane apparatus, multilevel vane grid

Для повышения коэффициента извлечения нефти снижают забойное давление. При этом увеличивается содержание свободного газа (СГ) и механических примесей на входе в лопастной насос [1–3]. Серийное погружное насосное оборудование для эксплуатации скважин зачастую неспособно работать в таких сложных условиях. В связи с этим становится актуальным поиск эффективной технологии эксплуатации малодебитных скважин на мультифазных смесях с высокой средней наработкой [4–6].

В нефтедобывающих скважинах с высоким содержанием СГ эффективность электроцентробежных насосов можно повысить применением на входе мультифазных ступеней. Эти ступени призваны эффективно диспергировать, газожидкостную смесь (ГЖС), снижать диаметр пузырьков СГ и сжимать с целью частичного перевода газа из свободного состояния в растворенное, а также уменьшать содержание СГ на входе в насос. Пройдя через насос, СГ выделяется в насосно-компрессорных трубах и благодаря газлифту помогает доставить пластовую жидкость на поверхность.

Эффективность работы мультифазных ступеней существенно зависит от дисперсности газожидкостной структуры перекачиваемого флюида, диаметров пузырьков газа, обводненности пластовой жидкости, наличия поверхностно-активных веществ, давления на входе в насос и на выходе из него [1, 2]. Средний диаметр пузырьков газовой фазы в пластовой жидкости на входе в насос может составлять 300...1000 мкм и более. В результате диспергирования он снижается до 30...40 мкм для не обводненной нефти и до 130 мкм для обводненной [1].

Известно оборудование для эффективной добычи пластовой жидкости в условиях высокого содержания СГ [7–13]. Вопросы течения потока в лопастных решетках центробежных и осевых ступеней рассмотрены в работах [14–20]. Исследованию течения жидкой и мультифазной сред численными методами посвящены статьи [21–40].

Мультифазные ступени можно установить непосредственно на входе в секцию или в отдельном мультифазном модуле — фазопреобразователе на входе в насос [8]. Требуются наземные мультифазные установки для перекачивания жидких нефтепродуктов и попутных нефтяных газов по одному трубопроводу к пункту их сбора.

Эта тема также представляет интерес для создания малогабаритных газожидкостных компрессоров общепромышленного назначения и малогабаритных авиационных двигателей беспилотных аппаратов (дронов). Если компрессор двигателя работает на смеси газа и жидкого топлива, в которой жидкая фаза составляет около 10 %, то плотность и, соответственно, давление ГЖС увеличиваются в 10 раз. Это дает возможность уменьшить диаметральные размеры и улучшить качество смешивания топлива с газом. Сжатие по квазиизотермическому процессу повышает коэффициент полезного действия установки.

Цель работы — вывод формулы для определения коэффициента быстроходности ступеней мультифазных лопастных насосов (мультифазного коэффициента быстроходности) и демонстрация возникающих при этом возможностей анализа и совершенствования конструкции.

Моделирование ГЖС. Схема сил, действующих на дискретную частицу в проточной части центробежного рабочего колеса (РК) показана на рис. 1, где $S-S$ — касательная к линии тока (предполагаем, что она определяется поверхностями лопастей); $N-N$ — линия, перпендикулярная линии тока в плоскости, нормальной к оси вращения. Для центробежных РК изменения давления в направлении $N-N$ и $S-S$ пропорциональны изменению давления в радиальном направлении $R'-R'$.

Запишем уравнение Эйлера [14]

$$\sum \mathbf{F} - \frac{1}{\rho_d} \text{grad } p = \frac{d\mathbf{v}_d}{dt}, \quad (1)$$

где $\sum \mathbf{F}$ — сумма ускорений массовых сил, действующих на частицу; ρ_d и \mathbf{v}_d — плотность и скорость движения дискретной частицы; p — давление; t — время.

Представим уравнение (1) в следующем виде:

$$\frac{1}{6} \pi d_d^3 \rho_d \frac{d\mathbf{v}_d}{dt} = \frac{1}{6} \pi d_d^3 (\rho_d \sum \mathbf{F} - \text{grad } p) - \mathbf{F}_r, \quad (2)$$

где d_d и \mathbf{F}_r — диаметр дискретной частицы и сила сопротивления ее движению.

Для пузырька газа, движущегося в потоке ГЖС:

$$\text{grad } p = \rho_m \mathbf{a},$$

где ρ_m — плотность ГЖС; \mathbf{a} — суммарное ускорение от массовых сил, $\mathbf{a} = \sum \mathbf{F}$.

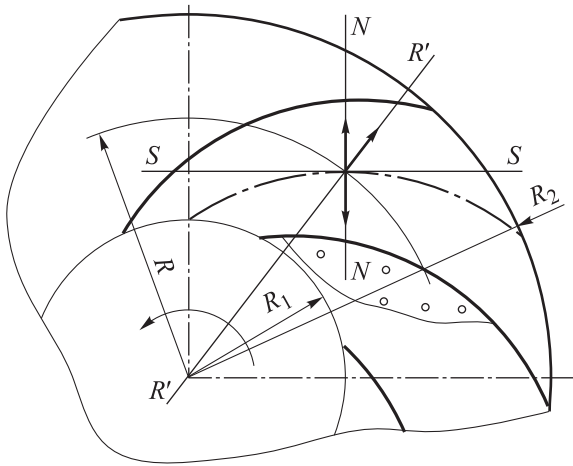


Рис. 1. Схема сил, действующих на дискретную частицу в проточной части центробежного РК

Можно записать

$$\frac{1}{6} \pi d_d^3 (\rho_d \Sigma \mathbf{F} - \text{grad } p) = -\frac{1}{6} \pi d_d^3 (\rho_m - \rho_d) \mathbf{a}. \quad (3)$$

Закон Архимеда для дискретной частицы в мультифазном потоке

$$\frac{1}{6} \pi d_d^3 (\rho_m - \rho_d) \mathbf{a} = \frac{1}{6} \pi d_d^3 \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_m} \frac{dp}{dS}. \quad (4)$$

Если дискретной частицей является пузырек газа (так как его плотность ρ_g значительно меньше, чем у ГЖС, т. е. $\rho_g \ll \rho_m$), то уравнения (3), (4) можно представить в виде

$$\begin{aligned} \frac{1}{6} \pi d_g^3 (\rho_g \Sigma \mathbf{F} - \text{grad } p) &= -\frac{1}{6} \pi d_g^3 \frac{dp}{dS} \approx \\ &\approx -\frac{1}{6} \pi d_g^3 \frac{\Delta p}{\Delta S}, \end{aligned}$$

где d_g — диаметр пузырька газа; Δp — изменение давления; ΔS — изменение положения частицы вдоль линии тока.

Исходя из выражений (2) и (4), для установившегося движения сила сопротивления движению дискретной частицы

$$F_r = \frac{1}{6} \pi d_g^3 \frac{(\rho_m - \rho_g)}{\rho_m} \frac{dp}{dS} \approx \frac{1}{6} \pi d_g^3 \frac{\Delta p}{\Delta S}. \quad (5)$$

Согласно данным, приведенным в работе [20]:

$$F_r = -\frac{1}{8} \xi \pi \rho_m d_g^2 \Delta v |\Delta v|, \quad (6)$$

ξ — коэффициент сопротивления, зависящий от числа Рейнольдса обтекания частицы и концентрации дискретных частиц; Δv — скорость движения пузырька газа относительно жидкой фазы в радиальном направлении.

При установившемся движении пузырька газа в лопастном РК из уравнений (5) и (6) получаем

$$\Delta v^2 \approx \frac{4 d_g}{3 \xi \rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta S}. \quad (7)$$

Для центробежного РК в радиальном направлении

$$\Delta v^2 = \frac{4 d_g (\rho_m - \rho_g)}{3 \xi \rho_m} \omega^2 R k_H \quad (8)$$

или

$$\Delta v^2 \approx \frac{4 d_g}{3 \xi \rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta R},$$

где ω — угловая скорость вращения ротора; R — радиус нахождения пузырька относительно оси вращения; k_H — коэффициент снижения напора (равный произведению гидравлического коэффициента полезного действия РК и коэффициента отставания потока вследствие конечного числа лопастей в РК), учитывающий влияние угла наклона лопастей; ΔR — изменение положения пузырька в радиальном направлении.

Число Рейнольдса, являющееся основным критерием подобия, определяющим движение дискретных частиц в мультифазном потоке [15],

$$Re = \frac{d_g |\Delta v| \rho_m}{\mu},$$

где μ — динамическая вязкость.

При числе Рейнольдса $Re \leq 200$ коэффициент сопротивления

$$\xi = \frac{32}{Re} = \frac{32 \nu}{d_d |\Delta v|},$$

где ν — кинематическая вязкость.

С учетом этого формула (5) принимает вид

$$F_r = -4 \pi \rho_m \nu d_g \Delta v.$$

Для центробежного РК из уравнения (7) получаем

$$\Delta v = \frac{d_g^2 (\rho_m - \rho_g)}{24 \nu \rho_m} \omega^2 R k_H.$$

Формула (8) принимает вид

$$\Delta v = \frac{d_g^2}{24 \nu \rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta R}. \quad (9)$$

При перекачивании ГЖС разница в скоростях движения жидкости и газа должна быть

небольшой и определяться коэффициентом скорости газообразной фазы

$$k_v = \frac{\Delta v}{v} \approx \frac{F d_g^2}{24 \nu \rho_m Q \Delta S} \frac{\Delta p}{\Delta S}, \quad (10)$$

где v — скорость течения ГЖС; F — площадь проточной части; Q — расход ГЖС.

В выражении (10):

$$v = \frac{Q}{F}; \quad F = 2\pi Rb,$$

где F и b — площадь и ширина проточной части на радиусе R .

Для центробежного РК коэффициент скорости

$$k_v = \frac{\pi b d_g^2 (\rho_m - \rho_g) \omega^2 R^2 k_H}{12 \nu \rho_m Q}.$$

С учетом формулы (9) коэффициент скорости

$$k_v \approx \frac{\pi R b d_g^2}{12 \nu \rho_m Q} \frac{\Delta p}{\Delta R}.$$

Исходя из принятого значения коэффициента скорости (например, $k_v = 0,1$), можно определить площадь и ширину проточной части РК для заданного расхода ГЖС:

$$F = \frac{24 k_v \nu \rho_m Q \Delta S}{d_g^2 \Delta p}.$$

Ширина проточной части центробежного РК

$$b = \frac{12 k_v \nu \rho_m Q}{\pi d_g^2 (\rho_m - \rho_g) \omega^2 R^2 k_H} = \frac{k_b}{R^2},$$

где k_b — коэффициент ширины проточной части центробежного РК,

$$k_b = \frac{12 k_v \nu \rho_m Q}{\pi d_g^2 (\rho_m - \rho_g) \omega^2 k_H}.$$

Если принять, что в РК с мультифазной решеткой коэффициент напора сохраняет постоянное значение на каждом радиусе, то можно записать

$$k_b = b R^2 = b_1 R_1^2, \quad (11)$$

где b_1 и R_1 — ширина и радиус на входе в РК.

Из выражения (11) получаем соотношение

$$b = b_1 \frac{R_1^2}{R^2}.$$

С увеличением радиуса ширина проточной части РК уменьшается по параболе. При воз-

растании радиуса в 2 раза ширина проточной части станет меньше в 4 раза. Это приемлемо для многоступенчатых центробежных и нефтяных насосов.

Уравнение (10) можно записать как

$$\Delta p_m = \frac{24 \nu \rho_m k_v \Delta S}{d_g^2} \frac{Q}{F},$$

Δp_m — критическое увеличение давления в РК мультифазной ступени на единицу длины проточной части, превышение может привести к образованию газовых пробок и срыву подачи, уменьшение — к увеличению длины и стоимости изделия.

Требование обеспечения определенного соотношения между градиентом давления и скоростью потока мультифазной смеси относится ко всем элементам ступени, к РК и направляющему аппарату.

С учетом того, что давление

$$p = \rho_m g H,$$

уравнение (10) принимает вид

$$k_v \approx \frac{F d_g^2}{24 \nu Q} \frac{\Delta H}{\Delta S}, \quad (12)$$

где g — ускорение свободного падения; H — напор; ΔH — изменение напора на длине ΔS .

Аналогично для центробежного РК

$$k_v = \frac{\pi b d_g^2 \omega^2 R^2 k_H}{12 \nu Q};$$

$$k_v \approx \frac{\pi R b d_g^2}{12 \nu Q} \frac{\Delta H}{\Delta R}. \quad (13)$$

Исходя из выражения (12), для подобных РК, шнеков, работающих на одинаковых ГЖС, можно записать

$$\frac{F_1 \Delta H_1}{Q_1 \Delta S_1} = \frac{F_2 \Delta H_2}{Q_2 \Delta S_2} = m,$$

где F_1, F_2 — площади проточной части; Q_1, Q_2 — подачи; $\Delta H_1, \Delta H_2$ — изменения напоров; $\Delta S_1, \Delta S_2$ — изменения длины; m — критерий подобия мультифазных РК.

Приняв $k_v = 0,1$, из выражения (12) получаем

$$\Delta H_{mcr} = \frac{24 k_v \nu \Delta S}{g d_g^2} \frac{Q}{F} = k_m \nu,$$

ΔH_{mcr} — критическое увеличение напора РК на единицу длины проточной части, при котором коэффициент скорости (равный отношению

разности скоростей движения жидкости и газа к скорости смеси) не превысит заданного значения, например, 10 %.

Для мультифазных ступеней значение ΔH_{mcr} является оптимальным, превышение может привести к образованию газовых пробок и срыву подачи, а снижение — к уменьшению напора и увеличению себестоимости насоса.

Мультифазный коэффициент

$$k_m = \frac{24v\Delta S}{gk_v d_g^2}.$$

Из уравнения (13) следует, что критическое увеличение напора прямо пропорционально скорости течения ГЖС:

$$\Delta H_m = k_s \Delta H_{mcr},$$

где k_s — коэффициент запаса.

По аналогии с выражениями для вычисления коэффициента быстроходности насоса, перекачивающего однофазную жидкость, и кавитационного коэффициента быстроходности запишем формулу для определения коэффициента быстроходности ступеней мультифазных лопастных насосов (мультифазного коэффициента быстроходности)

$$n_m = \frac{n\sqrt{Q}}{\Delta H_{mcr}^{3/4}}, \quad (14)$$

где n — скорость вращения ротора.

Эта величина одинакова для всех мультифазных насосов при их работе в подобных режимах.

Уравнение (14) позволяет определить критическое изменение напора или максимальную частоту вращения ротора при известном критическом напоре, если известен мультифазный коэффициент быстроходности n_m .

Критическое увеличение напора можно найти, определив рост давления на характерной длине.

Чем выше мультифазный коэффициент быстроходности, тем более благоприятными будут соотношения между градиентом давления, пропорциональным напору, препятствующим прохождению пузырьков газа через проточную часть и силой трения, пропорциональной скорости, которая позволяет это сделать.

В качестве характерной длины в первом приближении можно использовать всю длину проточной части. В этом случае, согласно выражению (14), мультифазный коэффициент быстроходности становится равным коэффи-

циенту быстроходности для однородной среды:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}.$$

Исходя из этого, чем выше быстроходность лопастной машины, тем лучше она работает на ГЖС.

Для более точного анализа в качестве характерного размера у центробежных ступеней можно принять участок с наиболее высоким градиентом давления, например, 5 % длины проточной части в меридиональном направлении на выходе из РК.

Прирост давления на характерной длине можно определить экспериментально или численными методами расчета.

Работа лопастных насосов на многофазных средах зависит от условий течения рабочей жидкости на всех участках проточной части, включая условия входа в РК, течения потока в лопастной решетке РК, направляющего аппарата и выходных элементов. Поэтому при разработке проточной части следует отслеживать, чтобы во всех элементах критическое увеличение напора не превышало заданного значения.

При разработке мультифазных насосов или компрессоров для получения высокого давления при работе на ГЖС оптимальной конструкцией может быть многоступенчатый насос малого диаметра.

Анализ результатов работы [14] показывает, что для лопастных РК и шнеков, предназначенных для работы при втором и третьем кавитационных режимах, не только вход в РК, но и вся длина проточной части влияет на критический кавитационный запас. Увеличение напора в проточной части происходит медленнее, чем в насосах, не предназначенных для работы в условиях кавитации. Для количественной оценки проточной части таких машин можно использовать полученные формулы для работы на ГЖС.

В дальнейших исследованиях предстоит изучить более детально влияние на величину ΔH_{mcr} давления и объемного газосодержания на входе в ступень, режима эксплуатации, работы за пределами оптимальной зоны, особенно для лопастных решеток, не предназначенных для функционирования на мультифазных смесях.

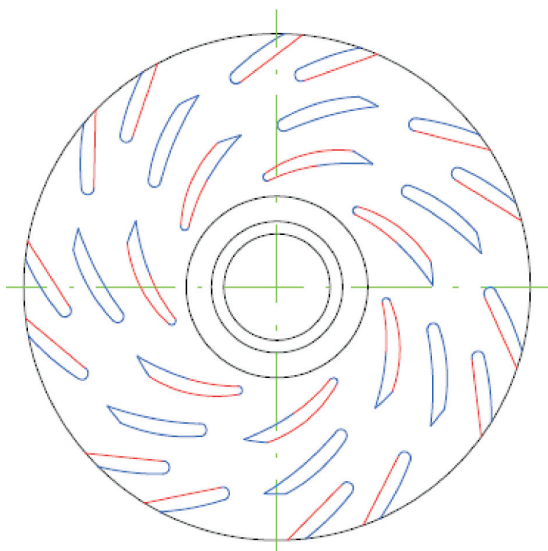


Рис. 2. Модель мультиярусной лопаточной решетки РК

Пути поиска эффективной конструкции. Следует отметить, что лопатная решетка должна диспергировать газовые или паровые каверны. Для этого в традиционных сплошных лопастях можно делать разнообразные отверстия, продольные и поперечные разрезы. Целесообразно использовать мультиярусную лопаточную систему, состоящую из набора коротких лопастей, как показано на рис. 2.

Литература

- [1] Дроздов А.Н. *Технология и техника добычи нефти погружными насосами в осложненных условиях*. Москва, МАКС Пресс, 2008. 309 с.
- [2] Деньгаев А.В. *Повышение эффективности эксплуатации скважин погружными центробежными насосами при откачке газожидкостных смесей*. Дисс. канд. ... тех. наук. Москва, РГУ, 2005. 212 с.
- [3] Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. *Российские установки лопатных насосов для добычи нефти и их применение*. Пермь, Пресс-Мастер, 2007. 645 с.
- [4] Вахитова Р.И., Сарачева Д.А., Уразаков Д.Р. и др. *Повышение эффективности работы погружных электроцентробежных установок при добыче нефти с высоким газосодержанием*. Альметьевск, АГНИ, 2019. 104 с.
- [5] Якимов С.Б., Шпортко А.А., Шалагин Ю.Ю. О путях повышения надежности газосепараторов ЭЦН на месторождениях ПАО «НК «Роснефть». *Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса*, 2017, № 1, с. 33–39.
- [6] Якимов С.Б. О возможностях оптимизации классов износоустойчивости электроцентробежных насосов на месторождениях. *Научно-технический вестник ОАО «НК «Роснефть»*, 2015, № 3, с. 85–92.
- [7] Трулев А.В., Логинов В.Ф., Горбунов С.И. и др. Разработка и опытно-промышленное внедрение погружных УЭЦН концептуально новой конструкции для эксплуатации малодебитных скважин с высоким содержанием свободного газа и механических примесей. В: *Сборник работ лауреатов Международного конкурса научно-технических и инновационных разработок, направленных на развитие топливно-энергетической и добывающей отрасли*. Москва, Формат, 2019, с. 307–310.

Выводы

1. Разработан мультифазный коэффициент быстроходности, определяющий соотношение факторов, препятствующих прохождению пузырьков газа через проточную часть и позволяющих это сделать.

2. Если в качестве характерной длины (в первом приближении) использовать всю длину проточной части, то мультифазный коэффициент быстроходности становится равным коэффициенту быстроходности насоса для однородной среды. Поэтому, чем выше быстроходность лопатной машины, тем лучше она работает на ГЖС.

3. Работа лопатных насосов на многофазных средах зависит от условий течения рабочей жидкости на всех участках проточной части. При разработке таких насосов надо отслеживать, чтобы во всех элементах проточной части критическое увеличение напора не превышало заданного значения.

4. При разработке мультифазных насосов или компрессоров для получения высокого давления при работе на ГЖС оптимальной конструкцией может быть многоступенчатый насос малого диаметра.

5. Для центробежных ступеней оптимальной является мультиярусная лопаточная система.

- [8] Trulev A., Verbitsky V., Timushev S. et al. Electrical submersible centrifugal pump units of the new generation for the operation of marginal and inactive wells with a high content of free gas and mechanical impurities. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012041, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012041>
- [9] Trulev A., Timushev S., Lomakin V. Conceptual features of improving the flow-through parts of gas separators of submersible electric pumps systems for the production of formation fluid in order to improve the separating properties, energy efficiency and reliability. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012036, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012036>
- [10] Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Шмидт Е.М. Особенности стендовых испытаний газосепараторов установок погружных электроцентробежных насосов для добычи нефти. *Нефть. Газ. Новации*, 2020, № 7, с. 59–66.
- [11] Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О. Концептуальные особенности методики стендовых испытаний газосепараторов установок погружных электроцентробежных насосов для добычи нефти. *Насосы. Турбины. Системы*, 2020, № 2, с. 11–27.
- [12] Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О. и др. Проблемы разработки месторождений тяжелых нефтей со сложными геологическими условиями и пути их решения. *Нефть. Газ. Новации*, 2020, № 2, с. 55–60.
- [13] Трулев А.В., Шмидт Е.М. Методологические особенности стендовых испытаний газосепараторов установок погружных электроцентробежных насосов для добычи нефти. *Вестник МАИ*, 2021, т. 28, № 3, с. 73–80, doi: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-2-73-80>
- [14] Петров В.И., Чебаевский В.Ф. *Кавитация в высокооборотных лопастных насосах*. Москва, Машиностроение, 1982. 192 с.
- [15] Ляпков П.Д. Движение сферической частицы относительно жидкости в межлопаточном канале рабочего колеса центробежного насоса. *Труды МИНХ и ГП*, 1977, № 129, с. 3–36.
- [16] Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю. Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента. *Вестник МАИ*, 2012, т. 19, № 2, с. 89–93.
- [17] Яковлев А.А., Тимушев С.Ф., Ципенко А.В. Исследование работы осевого вентилятора в программном комплексе FlowVision. *Вестник МАИ*, 2011, т. 18, № 6, с. 35–38.
- [18] Гордеев В.А., Тимушев С.Ф., Фирсов В.П. и др. Численное исследование поведения жидкости в баках ракет-носителей. *Вестник МАИ*, 2011, т. 18, № 1, с. 47–53.
- [19] Волков М.Г., Зейгман Ю.В. Исследование структуры течения газожидкостной смеси в рабочем колесе электроцентробежного насоса. *Нефтяное хозяйство*, 2021, № 6, с. 90–93.
- [20] Пещеренко М.П., Перельман О.М., Рабинович А.И. и др. Повышение эффективности эксплуатации УЭЦН путем применения мультифазных насосов. *Бурение и нефть*, 2014, № 4, с. 56–60.
- [21] Achour L., Speclin M., Belaidi I. et al. Numerical study of the performance loss of a centrifugal pump carrying emulsion. *E3S Web Conf.*, 2021, vol. 321, art. 01010, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132101010>
- [22] Achour L., Speclin M., Belaidi I. et al. Numerical assessment of the hydrodynamic behavior of a volute centrifugal pump handling emulsion. *Entropy*, 2022, vol. 24, no. 2, art. 221, doi: <https://doi.org/10.3390/e24020221>
- [23] Valdés J.P., Asuaje M., Ratkovich N. Study of an ESP's performance handling liquid-liquid flow and unstable O-W emulsions part II: coupled CFD-PBM modelling. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2021, vol. 198, art. 108227, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2020.108227>
- [24] Banjar H., Zhang H.Q. Experiments and emulsion rheology modeling in an electric submersible pump. *Proc. Int. Petroleum Technology Conf.*, 2019, paper IPTC-19463-MS, doi: <https://doi.org/10.2523/iptc-19463-ms>
- [25] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model for oil-water emulsion rheology and boosting pressure prediction in electrical submersible pumps ESP. *Proc. SPE Annual Technical Conf. and Exhibition*, 2019, paper SPE-196155-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/196155-ms>

- [26] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model to predict boosting pressure of electrical submersible pumps ESPs under high-viscosity fluid flow with validations by experimental data. *Proc. SPE Gulf Coast Section Electric Submersible Pumps Symp.*, 2019, paper SPE-194384-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/194384-ms>
- [27] Zhang M., Dabirian R., Mohan R.S. et al. Effect of shear and water cut on phase inversion and droplet size distribution in oil-water flow. *J. Energy Resour. Technol.*, 2019, vol. 141, no. 3, art. 032905, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4041661>
- [28] Lomakin V.O., Chaburko P.S., Kuleshova M.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 176, pp. 476–482, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>
- [29] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Bozh'eva S.M. Numerical modeling of liquid flow in a pump station. *Power Technol. Eng.*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 324–327, doi: <https://doi.org/10.1007/s10749-016-0623-9>
- [30] Lomakin V.O. Proceedings of 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, 2015.
- [31] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Kraeva E.A. Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 106, pp. 27–35, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.06.005>
- [32] Shargatov V.A., Gorkunov S.V., Il'ichev A.T. Dynamics of front-like water evaporation phase transition interfaces. *Commun. Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 2019, vol. 67, pp. 223–236, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2018.07.006>
- [33] Arefyev K.Y., Prokhorov A.N., Saveliev A.S. Study of the breakup of liquid droplets in the vortex wake behind pylon at high airspeeds. *Thermophys. Aeromech.*, 2018, vol. 25, no. 1, pp. 55–66, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864318010055>
- [34] Gouskov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P. et al. Minimization of hemolysis and improvement of the hydrodynamic efficiency of a circulatory support pump by optimizing the pump flowpath. *Biomed. Eng.*, 2017, vol. 51, no. 4, pp. 229–233, doi: <https://doi.org/10.1007/s10527-017-9720-9>
- [35] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V., Suchkov S.A. et al. Computational and experimental study of the two-phase mixing in gas-dynamic ignition system. *Thermophys. Aeromech.*, 2017, vol. 24, no. 2, pp. 225–237, doi: <https://doi.org/10.1134/S086986431702007X>
- [36] Lomakin V.O., Kuleshovav M.S., Bozh'eva S.M. Numerical modeling of liquid flow in a pump station. *Power Technol. Eng.*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 324–327, doi: <https://doi.org/10.1007/s10749-016-0623-9>
- [37] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V. Modelling of the process of fragmentation and vaporization of non-reacting liquid droplets in high-enthalpy gas flows. *Thermophys. Aeromech.*, 2015, vol. 22, no. 5, pp. 585–596, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864315050078>
- [38] Belov P.A., Kobets L.P., Borodulin A.S. Impregnation kinetics of fibers with liquids: Simulation within the generalization of Navier-Stokes equations. *Inorg. Mater. Appl. Res.*, 2014, vol. 5, no. 4, pp. 403–406, doi: <https://doi.org/10.1134/S2075113314040182>
- [39] Trulev A., Kayuda M., Timushev S. et al. Conceptual features for improving the flow part of the multiphase stages of ESP submersible plants for small and medium feeds for extracting stratal liquid with a high free gas content. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012042, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012042>
- [40] Cheremushkin V., Lomakin V., Kalin N. et al. Development and research of a borehole centrifugal pump stage. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 220, vol. 779, art. 012055, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012055>

References

- [1] Drozdov A.N. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefti pogruchnymi nasosami v oslozhnennykh usloviyakh* [Technology and technique of oil production by submersible pumps in challenging conditions]. Moscow, MAKS Press Publ., 2008. 309 p. (In Russ.).
- [2] Dengaev A.V. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii skvazhin pogruchnymi tsentrobezhnymi nasosami pri otkachke gazozhidkostnykh smesey*. Diss. kand. tekh. nauk [Raising exploitat-

- tion efficiency of wells by centrifugal down-pumps at liquid-gas mixture evacuation. *Kand. tech. sci. diss.*] Moscow, RGU Publ., 2005. 212 p. (In Russ.).
- [3] Ageev Sh.R., Grigoryan E.E., Makienko G.P. *Rossiyskie ustanovki lopastnykh nasosov dlya dobychi nefi i ikh primeneniye* [Russian blade pump plants for oil production and their application]. Perm, Press-Master Publ., 2007. 645 p. (In Russ.).
- [4] Vakhitova R.I., Saracheva D.A., Urazakov D.R. et al. *Povysheniye effektivnosti raboty pogruzhnykh elektrosentrobezhnykh ustanovok pri dobyche nefi s vysokim gazosoderzhaniiem* [Improving work efficiency of ESP at oil production with high gas content]. Almet'yevsk, AGNI Publ., 2019. 104 p. (In Russ.).
- [5] Yakimov S.B., Shportko A.A., Shalagin Yu.Yu. Ways of improving gas separators reliability used to protect electric centrifugal pumps (ESP) in the deposits of PJSC "NK "Rosneft". *Oborudovaniye i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa* [Equipment and Technologies for Oil and Gas Complex], 2017, no. 1, pp. 33–39. (In Russ.).
- [6] Yakimov S.B. O Potential optimization of ESP wear resistance class at Orenburgneft JSC fields. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik OAO «NK «Rosneft»*, 2015, no. 3, pp. 85–92. (In Russ.).
- [7] Trulev A.V., Loginov V.F., Gorbunov S.I. et al. *Razrabotka i opytno-promyshlennoye vnedreniye pogruzhnykh UETsN kontseptualno novoy konstruksii dlya ekspluatatsii malodebitnykh skvazhin s vysokim sodержaniem svobodnogo gaza i mekhanicheskikh primesey* [Development and test output introduction of ESP of conceptually new construction for exploitation of low-debit well with high content free gas and mechanical impurities]. V: *Sbornik rabot laureatov Mezhdunarodnogo konkursa nauchno tekhnicheskikh i innovatsionnykh razrabotok, napravlennykh na razvitiye toplivno-energeticheskoy i dobyvayushchey otrasli* [In: Work collection of laureates of International competition of research and innovative projects dedicated to development of fuel- energy and extractive sectors]. Moscow, Format Publ., 2019, pp. 307–310. (In Russ.).
- [8] Trulev A., Verbitsky V., Timushev S. et al. Electrical submersible centrifugal pump units of the new generation for the operation of marginal and inactive wells with a high content of free gas and mechanical impurities. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 492, art. 012041, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/492/1/012041>
- [9] Trulev A., Timushev S., Lomakin V. Conceptual features of improving the flow-through parts of gas separators of submersible electric pumps systems for the production of formation fluid in order to improve the separating properties, energy efficiency and reliability. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012036, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012036>
- [10] Trulev A.V., Timushev S.F., Shmidt E.M. Features of ESP gas separator bench tests for oil production purposes. *Neft. Gaz. Novatsii*, 2020, no. 7, pp. 59–66. (In Russ.).
- [11] Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O. Conceptual features of the method of bench testing of gas separators for submersible electric centrifugal pumps for oil production. *Nasosy. Turbiny. Sistemy* [Pumps. Turbines. Systems], 2020, no. 2, pp. 11–27. (In Russ.).
- [12] Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O. et al. Problems and ways to solve the development of heavy oil fields with complex geological conditions. *Neft. Gaz. Novatsii*, 2020, no. 2, pp. 55–60. (In Russ.).
- [13] Trulev A.V., Shmidt E.M. Bench tests methodological specifics of submersible electric centrifugal pumps gas separating installations for oil extraction. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2021, vol. 28, no. 3, pp. 73–80, doi: <https://doi.org/10.34759/vst-2021-2-73-80> (in Russ.).
- [14] Petrov V.I., Chebaevskiy V.F. *Kavitatsiya v vysokooborotnykh lopastnykh nasosakh* [Cavitation in high-speed blade pumps]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1982. 192 p. (In Russ.).
- [15] Lyapkov P.D. Motion of a spherical particle in relation to a liquid in impeller intervane channel of ESP. *Trudy MINKh i GP*, 1977, no. 129, pp. 3–36. (In Russ.).
- [16] Timushev S.F., Fedoseev S.Yu. Definition of the incipient cavitation number in a centrifugal pump by computational testing. *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2012, vol. 19, no. 2, pp. 89–93. (In Russ.).
- [17] Yakovlev A.A., Timushev S.F., Tsipenko A.V. Study of axial fan in the cae system "FlowWis-ion". *Vestnik MAI* [Aerospace MAI Journal], 2011, vol. 18, no. 6, pp. 35–38. (In Russ.).

- [18] Gordeev V.A., Timushev S.F., Firsov V.P. et al. Design basics of aggregates disclosure of centrifugal space systems. *Vestnik MAI [Aerospace MAI Journal]*, 2011, vol. 18, no. 1, pp. 47–53. (In Russ.).
- [19] Volkov M.G., Zeygman Yu.V. Investigating the gas-liquid flow structure in the electrical submersible pump unit's impeller. *Neftyanoe khozyaystvo [Oil Industry]*, 2021, no. 6, pp. 90–93. (In Russ.).
- [20] Peshcherenko M.P., Perelman O.M., Rabinovich A.I. et al. Increase of ESP efficiency. Multi-phase pumps application. *Burenie i neft*, 2014, no. 4, pp. 56–60. (In Russ.).
- [21] Achour L., Speclin M., Belaidi I. et al. Numerical study of the performance loss of a centrifugal pump carrying emulsion. *E3S Web Conf.*, 2021, vol. 321, art. 01010, doi: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202132101010>
- [22] Achour L., Speclin M., Belaidi I. et al. Numerical assessment of the hydrodynamic behavior of a volute centrifugal pump handling emulsion. *Entropy*, 2022, vol. 24, no. 2, art. 221, doi: <https://doi.org/10.3390/e24020221>
- [23] Valdés J.P., Asuaje M., Ratkovich N. Study of an ESP's performance handling liquid-liquid flow and unstable O-W emulsions part II: coupled CFD-PBM modelling. *J. Pet. Sci. Eng.*, 2021, vol. 198, art. 108227, doi: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2020.108227>
- [24] Banjar H., Zhang H.Q. Experiments and emulsion rheology modeling in an electric submersible pump. *Proc. Int. Petroleum Technology Conf.*, 2019, paper IPTC-19463-MS, doi: <https://doi.org/10.2523/iptc-19463-ms>
- [25] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model for oil-water emulsion rheology and boosting pressure prediction in electrical submersible pumps ESP. *Proc. SPE Annual Technical Conf. and Exhibition*, 2019, paper SPE-196155-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/196155-ms>
- [26] Zhu J., Zhu H., Cao G. et al. A new mechanistic model to predict boosting pressure of electrical submersible pumps ESPs under high-viscosity fluid flow with validations by experimental data. *Proc. SPE Gulf Coast Section Electric Submersible Pumps Symp.*, 2019, paper SPE-194384-MS, doi: <https://doi.org/10.2118/194384-ms>
- [27] Zhang M., Dabirian R., Mohan R.S. et al. Effect of shear and water cut on phase inversion and droplet size distribution in oil-water flow. *J. Energy Resour. Technol.*, 2019, vol. 141, no. 3, art. 032905, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4041661>
- [28] Lomakin V.O., Chaburko P.S., Kuleshova M.S. Multi-criteria optimization of the flow of a centrifugal pump on energy and vibroacoustic characteristics. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 176, pp. 476–482, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.02.347>
- [29] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Bozh'eva S.M. Numerical modeling of liquid flow in a pump station. *Power. Technol. Eng.*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 324–327, doi: <https://doi.org/10.1007/s10749-016-0623-9>
- [30] Lomakin V.O. Proceedings of 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, 2015.
- [31] Lomakin V.O., Kuleshova M.S., Kraeva E.A. Fluid flow in the throttle channel in the presence of cavitation. *Procedia Eng.*, 2015, vol. 106, pp. 27–35, doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.06.005>
- [32] Shargatov V.A., Gorkunov S.V., Il'ichev A.T. Dynamics of front-like water evaporation phase transition interfaces. *Commun. Nonlinear Sci. Numer. Simul.*, 2019, vol. 67, pp. 223–236, doi: <https://doi.org/10.1016/j.cnsns.2018.07.006>
- [33] Arefyev K.Y., Prokhorov A.N., Saveliev A.S. Study of the breakup of liquid droplets in the vortex wake behind pylon at high airspeeds. *Thermophys. Aeromech.*, 2018, vol. 25, no. 1, pp. 55–66, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864318010055>
- [34] Gousskov A.M., Lomakin V.O., Banin E.P. et al. Minimization of hemolysis and improvement of the hydrodynamic efficiency of a circulatory support pump by optimizing the pump flowpath. *Biomed. Eng.*, 2017, vol. 51, no. 4, pp. 229–233, doi: <https://doi.org/10.1007/s10527-017-9720-9>
- [35] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V., Suchkov S.A. et al. Computational and experimental study of the two-phase mixing in gas-dynamic ignition system. *Thermophys. Aeromech.*, 2017, vol. 24, no. 2, pp. 225–237, doi: <https://doi.org/10.1134/S086986431702007X>

- [36] Lomakin V.O., Kuleshov M.S., Bozh'eva S.M. Numerical modeling of liquid flow in a pump station. *Power Technol. Eng.*, 2016, vol. 49, no. 5, pp. 324–327, doi: <https://doi.org/10.1007/s10749-016-0623-9>
- [37] Arefyev K.Y., Voronetsky A.V. Modelling of the process of fragmentation and vaporization of non-reacting liquid droplets in high-enthalpy gas flows. *Thermophys. Aeromech.*, 2015, vol. 22, no. 5, pp. 585–596, doi: <https://doi.org/10.1134/S0869864315050078>
- [38] Belov P.A., Kobets L.P., Borodulin A.S. Impregnation kinetics of fibers with liquids: Simulation within the generalization of Navier-Stokes equations. *Inorg. Mater. Appl. Res.*, 2014, vol. 5, no. 4, pp. 403–406, doi: <https://doi.org/10.1134/S2075113314040182>
- [39] Trulev A., Kayuda M., Timushev S. et al. Conceptual features for improving the flow part of the multiphase stages of ESP submersible plants for small and medium feeds for extracting stratal liquid with a high free gas content. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012042, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012042>
- [40] Cheremushkin V., Lomakin V., Kalin N. et al. Development and research of a borehole centrifugal pump stage. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 220, vol. 779, art. 012055, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012055>

Статья поступила в редакцию 30.05.2022

Информация об авторах

ТРУЛЕВ Алексей Владимирович — кандидат технических наук. АО «Римера» (125047, Москва, Российская Федерация, ул. Лесная, д. 5, корп. Б, e-mail: aleksey.trulev@rimera.com).

ТИМУШЕВ Сергей Федорович — доктор технических наук. Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет) (125993, Москва, Российская Федерация, Волоколамское ш., д. 4, e-mail: irico.harmony@gmail.com).

ЛОМАКИН Владимир Олегович — доктор технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашин и гидропневмоавтоматика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, к. 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

Information about the authors

TRULEV Aleksei Vladimirovich — Candidate of Science (Eng.). AO Rimera (125047, Moscow, Russian Federation, Lesnaya St., Bldg. 5, Block B, e-mail: aleksey.trulev@rimera.com).

TIMUSHEV Sergei Fedorovich — Doctor of Science (Eng.). Moscow Aviation Institute (National Research University) (125993, Moscow, Russian Federation, Volokolamskoye Shosse, Bldg. 4, e-mail: irico.harmony@gmail.com).

LOMAKIN Vladimir Olegovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О. Особенности совершенствования конструкции лопастных рабочих колес для работы на газожидкостных смесях. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 11, с. 58–68, doi: [10.18698/0536-1044-2022-11-58-68](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-11-58-68)

Please cite this article in English as:

Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O. Features of Improving the Design of Bladed Impellers for Operation on Gas-liquid Mixtures. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 11, pp. 58–68, doi: [10.18698/0536-1044-2022-11-58-68](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-11-58-68)