

УДК 622.323/621.6.078

# Влияние размеров проточной части мультифазных ступеней на диаметр пузырьков в газожидкостной смеси

А.В. Трулев<sup>1</sup>, С.Ф. Тимушев<sup>3</sup>, В.О. Ломакин<sup>1</sup>, Е.М. Шмидт<sup>2</sup>, А.В. Клипов<sup>2</sup><sup>1</sup> МГТУ им. Н.Э. Баумана<sup>2</sup> ООО «Римера-Алнас»<sup>3</sup> Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)

## Effect of the multiphase stage flow path dimensions on the bubble diameter in a gas-liquid mixture

A.V. Trulev<sup>1</sup>, S.F. Timushev<sup>3</sup>, V.O. Lomakin<sup>1</sup>, E.M. Schmidt<sup>2</sup>, A.V. Klipov<sup>2</sup><sup>1</sup> Bauman Moscow State Technical University<sup>2</sup> Rimera-Alnas LLC<sup>3</sup> Moscow Aviation Institute (National Research University)

Выведены уравнения, позволяющие оценивать увеличение среднего диаметра пузырьков свободного газа под действием центробежных сил и сил Кориолиса при движении газожидкостной смеси в каналах рабочих колес центробежных, диагональных и осевых ступеней. Увеличение напора, длины, числа лопастей в рабочем колесе и среднего диаметра пузырьков свободного газа на входе приводит к возрастанию сепарации в радиальном и тангенциальном направлениях, содержания свободного газа в отдельных областях и в итоге к объединению (коалесценции), возрастанию среднего диаметра пузырьков. Повышение расхода и вязкости рабочей жидкости уменьшает эти процессы. При разработке мультифазных насосов их следует делать многоступенчатыми, с короткими ступенями, имеющими относительно низкий напор, и, соответственно, малые радиальные габаритные размеры. Чем меньше диаметральный и осевой размеры ступени, тем лучше для работы на газожидкостной смеси. Показано, что по сравнению с осевыми ступенями мультифазные диагональные ступени с наклонно-цилиндрическими и винтообразными лопастями в рабочем диапазоне имеют более высокий напор при работе на жидкости без газа и газожидкостной смеси, особенно в многоступенчатом исполнении. Однако относительное снижение напора при работе на газожидкостной смеси существеннее у ступеней диагонального типа. При работе на грубодисперсных газожидкостных смесях диагональные ступени с высоким напором в мультифазном насосе должны содержать несколько ступеней.

EDN: TKBZPM, <https://elibrary/tkbzpm>

**Ключевые слова:** мультифазные ступени, газожидкостная смесь, проточная часть, винтообразные лопасти, локальный мультифазный коэффициент сепарации, относительная скорость проскальзывания

The paper presents equations that are making it possible to assess an increase in the free gas bubbles average diameter under the action of centrifugal and Coriolis forces during the gas-liquid mixture motion in the impeller channels of the centrifugal, diagonal and axial stages. An increase in pressure, length, number of blades in the impeller and in the free gas bubbles average diameter at the inlet leads to the growing separation in the radial and tangential directions, free gas concentration in separate areas and, ultimately, to coalescence and in-

crease in the bubbles average diameter. An increase in the working fluid flow rate and viscosity leads to a decrease in these processes. When designing and developing the multiphase pumps, these systems should be multistage, with short stages having a relatively low pressure, and, accordingly, small radial overall dimensions. The smaller the stage diametrical and axial dimensions, the better for its operation on a gas-liquid mixture. The paper shows that the diagonal-type multiphase stages with the inclined-cylindrical and helical blades compared to the axial-type stages in the operating range have higher pressure when working on liquid without gas and gas-liquid mixture, especially in the multistage design. However, the relative decrease in pressure when operating on the gas-liquid mixture is higher for the diagonal-type stages. A multiphase pump should have several stages when operating on the coarsely dispersed gas-liquid mixtures and using the high-pressure diagonal stages.

EDN: TKBZPM, <https://elibrary/tkbzpm>

**Keywords:** multiphase stages, gas-liquid mixture, flow path, helical blades, local multiphase separation coefficient, relative slip velocity

Для повышения коэффициента извлечения нефти снижают забойное давление, вследствие чего повышается содержание свободного газа (СГ) и механических примесей в пластовой жидкости на входе в электрический центробежный насос (далее насос) [1–4].

Оборудование для эффективной добычи пластовой жидкости в условиях высокого содержания механических примесей и СГ описано в статьях [5–14].

При высоком содержании СГ в пластовой жидкости на входе в погружную установку насоса подача и развиваемое давление заметно деградируют. Работа насоса становится неустойчивой, характеризуется колебаниями подачи, давления и мощности. Колебания параметров насоса приводят к повышению вибрации и, соответственно, к низким наработкам. При дальнейшем увеличении содержания СГ возникают газовые пробки и срыв подачи насоса [3, 15].

На сегодняшний день используются мультифазные ступени различного конструктивного исполнения, лопастные ступени центробежного, диагонального и осевого типов. Существуют модули — диспергаторы, установленные на входе в насос, ступени которого позволяют измельчать пузырьки газожидкостной смеси (ГЖС), конические насосы, состоящие из пакетов ступеней на разные подачи [3].

Исследованию причин, приводящих к относительному снижению напора лопастных мультифазных ступеней при работе на ГЖС, и поиску путей совершенствования конструкций посвящены работы [15–19].

Вопросы течения потока в лопастных решетках рассмотрены в публикациях [9–11, 20, 21].

Исследования течения жидкой и мультифазной сред численными методами описаны в статьях [20, 22–25].

Цель работы — проанализировать причины, приводящие к снижению напора при работе осевых, диагональных и центробежных мультифазных ступеней на ГЖС по сравнению с работой на жидкости без газа, и показать пути совершенствования конструкций.

**Модель рабочей жидкости (РЖ).** В качестве модели РЖ рассмотрена квазигомогенная мелкодисперсная ГЖС. Принято, что в проточной части лопастных гидромашин отсутствуют газовые каверны и деградация напорных характеристик, по крайней мере, в рабочей области. В таких условиях работают, как правило, погружные установки в скважинах, добывающих пластовую жидкость, при том, что допустимое содержание СГ не превышает заданного значения [1–4, 15–18]. Так как на входе в многоступенчатый насос, содержащий 500...600 ступеней, давление РЖ обычно составляет около 50 атм (~5 МПа), допустимо пренебречь сжимаемостью ГЖС в пределах одной ступени.

**Моделирование движения дискретных газобразных частиц.** При работе лопастных ступеней на ГЖС пузырьки СГ движутся вместе с основным потоком РЖ в меридиональном направлении. В трех направлениях — меридиональном, радиальном и нормальном к линиям тока (тангенциальном), — которые в оптимальном режиме соответствуют лопастной решетке, происходит сепарация пузырьков относительно жидкой фазы.

В меридиональном направлении сепарация (проскальзывание) пузырьков приводит к уве-

личению скорости течения жидкой фазы пропорционально снижению площади проточной части за счет пузырьков газа, движущихся с меньшей скоростью, и к соответствующему падению напора насоса.

У центробежных рабочих колес (РК) в тангенциальном направлении, у осевых и части диагональных РК в радиальном и тангенциальном направлениях отсутствует течение жидкой фазы. Следовательно, движение пузырьков газа по этим направлениям сопровождается повышением содержания, слиянием, коалесценцией и увеличением среднего диаметра пузырьков. При большой длине проточной части, высоком содержании СГ в ГЖС и изначально большом диаметре пузырьков происходит образование газовых каверн и пробки, что приводит к срыву подачи [1–3, 17, 20].

**Моделирование течения ГЖС.** Уравнение движения дискретной частицы (ДЧ) в установленном режиме запишем как

$$\sum F - \frac{1}{\rho_d} \text{grad } p = 0,$$

где  $\sum F$  — сумма ускорений массовых сил, действующих на ДЧ (рис. 1);  $\rho_d$  — плотность ДЧ;  $p$  — давление ГЖС.

На ДЧ в проточной части центробежного РК действуют следующие силы (см. рис. 1):

- центробежная сила инерции от относительного движения ДЧ (направленная по радиусу кривизны ее траектории в межлопастном канале)

$$F_{ц.о} = \frac{w^2}{R_L};$$

- центробежная сила инерции от переносного движения ДЧ в межлопастном канале

$$F_{ц.п} = \frac{v_u^2}{R} \approx \omega^2 R;$$

- сила Кориолиса

$$F_k = 2[\omega \times w],$$

где  $w$  — относительная скорость движения ДЧ;  $R_L$  — радиус кривизны лопастной решетки;  $v_u$  — тангенциальная составляющая скорости движения потока;  $R$  — радиус нахождения ДЧ относительно оси вращения;  $\omega$  — угловая скорость ротора.

Аналогичные силы действуют в диагональном и осевом РК.

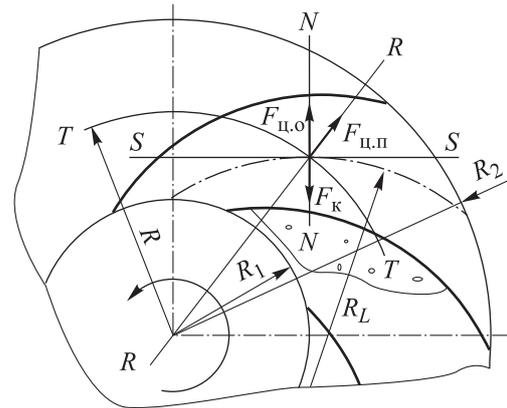


Рис. 1. Схема сил, действующих на ДЧ в проточной части центробежного РК

Запишем систему уравнений для центробежного РК в проекции на следующие оси: S–S — касательную к линии тока (предполагая, что ее определяют поверхности лопастей); N–N — линию, перпендикулярную линии тока в плоскости, нормальной к оси вращения (см. рис. 1):

$$\begin{cases} dp = \frac{\rho_m}{2} (du^2 - dw^2); \\ \frac{\partial p}{\partial N} = \rho_m \left( \frac{w^2}{R_L} + \omega^2 R \cos \beta_n - 2\omega w \right), \end{cases}$$

где  $u$  — переносная скорость потока;  $\beta_n$  — угол наклона лопасти.

Система уравнений осевых и диагональных ступеней имеет вид

$$\begin{cases} dp = \frac{\rho_m}{2} (du^2 - dw^2); \\ \frac{\partial p}{\partial N} = \rho_m \left( \frac{w^2}{R_L} + \omega^2 R \cos \beta_n - 2\omega w \right); \\ \frac{\partial p}{\partial R} = \rho_m \frac{v_u^2}{R}. \end{cases}$$

Для лопастного РК изменение давления РЖ вдоль обозначенных осей пропорционально такому вдоль траектории.

Скорость движения (проскальзывания) ДЧ относительно скорости течения жидкой фазы (относительная скорость проскальзывания ДЧ) определяется следующими выражениями [17, 18, 20]:

- в меридиональном направлении

$$\Delta v_m = \frac{d_d^2}{24\nu\rho_{ж}} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta S} = \frac{d_d^2}{24\nu} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_{ж}} \frac{\Delta H_{ст}}{\Delta S};$$

- в радиальном направлении

$$\Delta v_r = \frac{d_d^2}{24\nu\rho_{\text{ж}}} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta R};$$

- в тангенциальном направлении

$$\Delta v_N = \frac{d_d^2}{24\nu\rho_{\text{ж}}} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_m} \frac{\Delta p}{\Delta N},$$

где  $d_d$  — диаметр ДЧ;  $\rho_m$  — плотность мультифазной смеси (МФС);  $\nu$  и  $\rho_{\text{ж}}$  — кинематическая вязкость и плотность жидкости;  $\Delta p$  — изменение давления МФС в заданном направлении;  $\Delta S$ ,  $\Delta R$  и  $\Delta N$  — изменение положения ДЧ в меридиональном, радиальном и тангенциальном направлении соответственно;  $\Delta H_{\text{ст}}$  — изменение напора ступени.

С учетом уравнения Эйлера для установившегося движения

$$a = \frac{1}{\rho_m} \text{grad} p,$$

где  $a$  — суммарное ускорение массовых сил, получаем

$$\Delta v_r = \frac{d_d^2}{24\nu} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_{\text{ж}}} a.$$

Так как в осевом шнековом РК на ДЧ в радиальном направлении действует только центробежная сила, запишем

$$\frac{\Delta p}{\Delta R} = \rho_m a = \rho_m \frac{v_u^2}{R_{\text{ср}2}} \approx \rho_m \omega^2 R = \rho_m \frac{u^2}{R_{\text{ср}2}}.$$

Здесь  $R_{\text{ср}2}$  — средний радиус РК,

$$R_{\text{ср}2} = \frac{R_{22} + R_{21}}{2},$$

где  $R_{22}$  и  $R_{21}$  — внутренний и наружный радиусы лопастей на выходе из РК.

Согласно теории подобия, напор ступени

$$H_{\text{ст}} \sim \frac{v_u^2}{g},$$

где  $g$  — ускорение свободного падения.

Тогда имеем

$$\Delta v_r \sim \frac{d_d^2}{24\nu} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_{\text{ж}}} \frac{g \Delta H_{\text{ст}}}{R_{\text{ср}2}}. \quad (1)$$

При движении пузырьков газа через шнек на площади, ограниченной радиусами  $R_{22}$  и  $R^*$ , пузырьки с заданным средним диаметром под действием центробежной силы будут отсепарированы к центру (рис. 2):

$$R_{22} - R^* \sim \frac{\Delta v_r}{v_m} L,$$

где  $L$  — длина проточной части (см. рис. 2).

Отсюда получаем

$$R^* \sim R_{22} - \frac{\Delta v_r}{v_m} L.$$

Коэффициент сепарации пузырьков в радиальном направлении

$$K_{\text{сеп}R} \sim \frac{R_{22} - R^*}{R_{22} - R_{21}} = \frac{\Delta v_r}{v_m} L \frac{1}{R_{22} - R_{21}}.$$

После подстановки в эту формулу выражения (1) имеем

$$K_{\text{сеп}R} \sim \frac{d_d^2}{24\nu} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_{\text{ж}}} \frac{g \Delta H_{\text{ст}}}{R_{\text{ср}2}} \frac{1}{v_m} \frac{L}{R_{22} - R_{21}}.$$

С учетом соотношения

$$R_{\text{ср}2} (R_{22} - R_{21}) v_m = \frac{R_{22}^2 - R_{21}^2}{2} v_m = \frac{F v_m}{2\pi} = \frac{Q}{2\pi},$$

где  $F$  — площадь проточной части,  $Q = F v_m$ , получаем

$$K_{\text{сеп}R} \sim \frac{\pi d_d^2}{12\nu} \frac{(\rho_m - \rho_d)}{\rho_{\text{ж}}} \frac{g \Delta H_{\text{ст}}}{Q} L.$$

Содержание СГ в ГЖС

$$\beta = \frac{F_{\text{Г}}}{F_{\text{Г}} + F_{\text{ж}}} \approx \frac{Q_{\text{Г}}}{Q_{\text{Г}} + Q_{\text{ж}}},$$

где  $Q_{\text{Г}}$  и  $Q_{\text{ж}}$  — расходы жидкости и газа;  $F_{\text{Г}}$ ,  $F_{\text{ж}}$  — площади, которые занимают пузырьки жидкости и газа.

На входе в РК пузырьки газа распределены равномерно по всей площади с содержанием  $\beta_1$ , на выходе из РК все пузырьки, которые были над радиусом  $R^*$ , собираются на площади с радиусом меньше  $R^*$ .

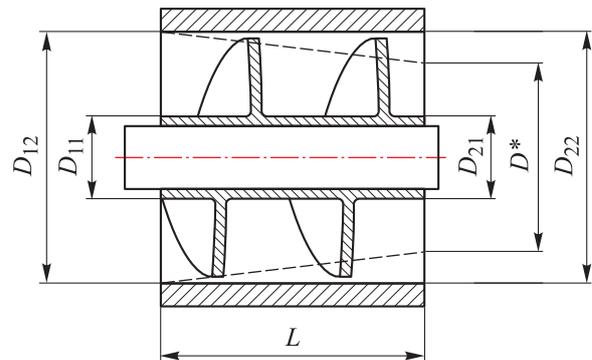


Рис. 2. Эскиз проточной части шнека

Для области между радиусами  $R^*$  и  $R_{21}$  содержание СГ в радиальном направлении определяется как

$$\beta_{2R} = \frac{(R^{*2} - R_{21}^2)\beta_1 + (R_{22}^2 - R^{*2})\beta_1}{(R^{*2} - R_{21}^2)\beta_1 + [(1 - \beta_1)(R^{*2} - R_{21}^2) - (R_{22}^2 - R^{*2})\beta_1]}$$

После преобразований выражение для содержания СГ в радиальном направлении приобретает вид

$$\beta_{2R} = \frac{R_{22}^2 - R_{21}^2}{R^{*2} - R_{21}^2} \beta_1.$$

Видно, что чем больше коэффициент сепарации пузырьков газа  $K_{сеп R}$ , тем выше содержание СГ на выходе из РК  $\beta_2$ , а следовательно, и средний диаметр пузырьков СГ.

Аналогично получаем коэффициент сепарации пузырьков СГ в тангенциальном направлении

$$K_{сеп N} = \frac{t^*}{t} = \frac{\Delta v_N}{v_m} L \frac{1}{t}.$$

Здесь  $t^*$  — длина участка в тангенциальном направлении, на котором отсепарированы пузырьки СГ при прохождении МФС через РК,

$$t^* = \frac{\Delta v_N}{v_m} L;$$

$t$  — окружной шаг решетки шнека,

$$t = \frac{2\pi R_{ср2}}{z_{лоп}},$$

где  $z_{лоп}$  — число лопастей в РК.

Соответственно,  $t - t^*$  — длина участка в тангенциальном направлении, на котором собраны пузырьки СГ (рис. 3).

Тогда относительная скорость проскальзывания ДЧ в тангенциальном направлении

$$\Delta v_N \sim \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) g \Delta H_{ст}}{24\nu \rho_{ж} R_{ср2}}.$$

Коэффициент сепарации пузырьков СГ в тангенциальном направлении

$$K_{сеп N} \sim \frac{t^*}{t} = \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) g \Delta H_{ст}}{24\nu \rho_{ж} R_{ср2}} \frac{1}{v_m} L \frac{z_{лоп}}{2\pi R_{ср2}}. \quad (2)$$

После преобразований запишем

$$K_{сеп N} \sim \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) g \Delta H_{ст}}{24\nu \rho_{ж}} \frac{z_{лоп}}{2\pi R_{ср2} v_m R_{ср2}} \frac{(R_{22} - R_{21})}{(R_{22} - R_{21})} L.$$

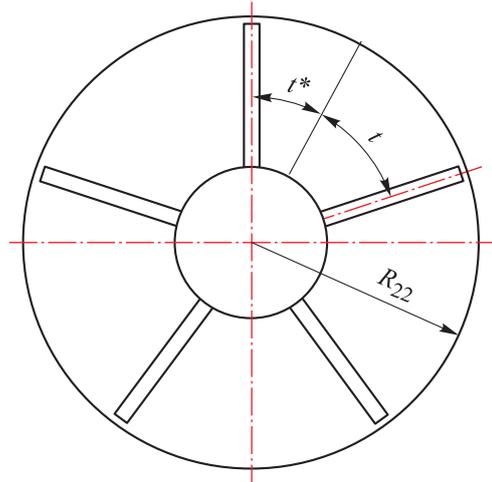


Рис. 3. Вид на выход из осевого (диагонального) РК

С учетом того, что

$$2R_{ср2} (R_{22} - R_{21}) v_m = \frac{\pi}{\pi} (R_{22} + R_{21}) (R_{22} - R_{21}) v_m = \frac{Fv_m}{\pi} = \frac{Q}{\pi},$$

получаем

$$K_{сеп N} \sim \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) g \Delta H_{ст} z_{лоп} (R_{22} - R_{21})}{24\nu \rho_{ж} Q R_{ср2}} L.$$

Используя соотношения  $Fv_m = Q$  и  $R_{22} - R_{21} = \Delta R_2$ , запишем

$$\begin{cases} K_{сеп R} \sim \frac{\pi d_d^2 (\rho_m - \rho_d) g \Delta H_{ст}}{12\nu \rho_{ж} Q} L; \\ K_{сеп N} \sim \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) g \Delta H_{ст} \Delta R_2}{24\nu \rho_{ж} Q R_{ср2}} z_{лоп} L. \end{cases}$$

Учитывая поправочные коэффициенты  $k_R$ ,  $k_N$ , для осевых и диагональных ступеней получаем

$$\begin{cases} K_{сеп R} = k_R \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \Delta H_{ст}}{\nu \rho_{ж} Q} L; \\ K_{сеп N} = k_N \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \Delta H_{ст} \Delta R_2}{\nu \rho_{ж} Q R_{ср2}} z_{лоп} L. \end{cases}$$

Если  $R_{22} \gg R_{11}$ , то с учетом того, что

$$\frac{R_{22} - R_{11}}{R_{ср2}} \approx 1, \quad (3)$$

имеем

$$\begin{cases} K_{сеп R} = k_R \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \Delta H_{ст}}{\nu \rho_{ж} Q} L; \\ K_{сеп N} = k_N \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \Delta H_{ст}}{\nu \rho_{ж} Q} z_{лоп} L. \end{cases} \quad (4)$$

Умножая числитель и знаменатель выражения (2) на ширину проточной части на выходе из центробежного РК  $b_2$

$$K_{\text{сеп}N} \sim \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) g \Delta H_{\text{ст}}}{24\nu \rho_{\text{ж}}} \frac{1}{R_{\text{ср}2}} \frac{1}{v_m} L \frac{z_{\text{лоп}}}{2\pi R_{\text{ср}2}} \frac{b_2}{b_2},$$

и учитывая соотношения

$$2\pi R_{\text{ср}2} b_2 v_m = v_m F = Q, \quad L \approx R_{22} - R_{11},$$

получаем

$$K_{\text{сеп}N} \sim \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) g \Delta H_{\text{ст}}}{24\nu \rho_{\text{ж}}} \frac{b_2 z_{\text{лоп}} (R_{22} - R_{11})}{Q R_{\text{ср}2}}.$$

Если  $R_{22} \gg R_{11}$ , то с учетом соотношения (3) имеем

$$K_{\text{сеп}N} \sim k_N \frac{d_d^2 (\rho_m - \rho_d) \Delta H_{\text{ст}}}{\nu \rho_{\text{ж}}} \frac{b_2 z_{\text{лоп}}}{Q}. \quad (5)$$

Содержание СГ в тангенциальном направлении

$$\beta_{2N} = \frac{t}{t - t^*} \beta_1.$$

Тогда можно составить систему уравнений

$$\begin{cases} \beta_{2R} = \frac{R_{22}^2 - R_{21}^2}{R^{*2} - R_{21}^2} \beta_1; \\ \beta_{2N} = \frac{t}{t - t^*} \beta_1. \end{cases}$$

Суммарное содержание СГ в радиальном и тангенциальном направлениях

$$\beta_2 = \frac{R_{22}^2 - R_{21}^2}{R^{*2} - R_{21}^2} \frac{t}{t - t^*} \beta_1. \quad (6)$$

Из формул (4)–(6) следует, что увеличение напора, длины участка, числа лопастей в РК, среднего диаметра пузырьков СГ на входе приводит к возрастанию сепарации пузырьков газа в радиальном и тангенциальном направлениях, к повышению содержания газа в отдельных областях и в итоге к объединению (коалесценции), увеличению среднего диаметра пузырьков. Возрастание расхода и вязкости ГЖС приводит к уменьшению этих процессов.

При разработке мультифазных насосов их следует делать многоступенчатыми, с короткими ступенями, имеющими относительно низкий напор, и, соответственно, малый диаметр. Чем меньше диаметральные и осевые размеры ступени, тем лучше для работы на ГЖС.

Диспергирование пузырьков СГ происходит на переходах между РК и направляющими аппаратами, что обусловлено градиентом давле-

ний и скоростей течения РЖ, который разбивает, измельчает пузырьки и снижает их средний диаметр.

При прохождении лопастей РК из-за неоднородности потока по шагу лопастной решетки происходит периодическое (с частотой следования рабочих лопаток) изменение давления в каналах направляющего аппарата.

Диспергирующие свойства пропорциональны числу лопастей в РК и лопаток в направляющем аппарате. Амплитуда суммарного сигнала пульсаций, вибраций, которые диспергируют пузырьки СГ, растет пропорционально второй–третьей степени угловой скорости ротора при отсутствии кавитационных и резонансных явлений [26].

С повышением угловой скорости ротора возрастают диспергирующие свойства лопастной решетки, что в итоге может привести к увеличению напорной характеристики.

**Анализ сравнительных испытаний мультифазных ступеней осевого и диагонального типов.** Для испытаний численным методом выбраны диагональная ступень с винтообразными (шнековыми) лопастями в РК без покрывного диска и осевая ступень с винтообразными (шнековыми) лопастями в РК.

Расчеты проведены в программном комплексе по CFD-анализу с использованием модели Eulerian Multiphase.

Результаты стендовых сборок испытаний из десяти ступеней приведены в работе [20].

В публикациях [1–3] показано, что чем больше ступеней в мультифазном насосе, тем лучше дисперсность ГЖС на выходе. Сборка мультифазного насоса, состоящего из одной ступени, работает в самых сложных условиях на грубодисперсной смеси. Обычно для диспергирования требуется 10...20 ступеней, в некоторых случаях их число достигает 100.

При работе на чистой технической воде без поверхностно-активных веществ (ПАВ) средний диаметр пузырьков СГ составляет около 130 мкм, при работе на воде с ПАВ — 20...40 мкм.

Результаты исследования — напорные характеристики при работе насоса на воде без газа и на ГЖС со средним диаметром пузырьков СГ  $d_{\text{ср}} = 130$  и 200 мкм приведены на рис. 4. Средний диаметр пузырьков 200 мкм соответствует работе одной ступени, 130 мкм — работе сборки из нескольких мультифазных ступеней.

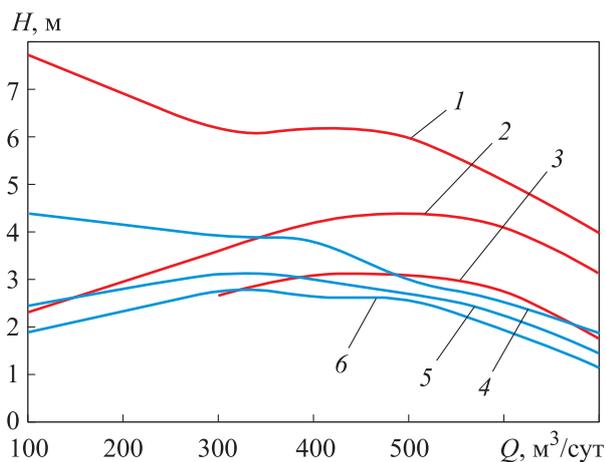


Рис. 4. Напорные характеристики диагональной (1–3) и осевой (4–6) ступеней при работе на воде (1, 4) и на ГЖС со средним диаметром пузырьков СГ  $d_{\text{ср}} = 130$  (2, 5) и 200 мкм (3, 6)

При номинальном расходе РЖ, составляющем  $500 \text{ м}^3/\text{сутки}$ , напор и число лопастей в РК диагональной ступени примерно в 2 раза больше, а длина проточной части на 30 % меньше, чем у осевой.

Проточная часть диагональной ступени рассчитана в соответствии с методикой, описанной в статье [9]. Локальные мультифазные коэффициенты сепарации ДЧ (относительная скорость проскальзывания) для РК диагональной и осевой ступеней примерно совпадают и составляют около 20 %.

Формулы (4) и (5) позволяют объяснить относительное увеличение среднего диаметра пузырьков СГ и, соответственно, снижение напора насоса при работе на ГЖС.

При работе на воде без газа и на ГЖС диагональная ступень во всем диапазоне подачи в рабочей области имеет более высокий напор, чем осевая.

При работе диагональной ступени на ГЖС со средним диаметром пузырьков СГ  $d_{\text{ср}} = 130 \text{ мкм}$ , что соответствует работе насоса, в составе которого несколько мультифазных ступеней, относительное снижение напора на номинальной подаче составило 27 %, у осевой ступени — 14 %.

При работе на грубодисперсных ГЖС со средним диаметром пузырьков СГ  $d_{\text{ср}} = 200 \text{ мкм}$ , что соответствует эксплуатации насоса, содержащего малое число ступеней (как правило, одну мультифазную ступень), относительное снижение напора диагональной ступени при номинальной подаче составило 47 %, у осевой ступени — 20 %.

Исходя из этого, при работе на ГЖС (особенно на грубодисперсных ГЖС) с большим диаметром пузырьков СГ на входе при использовании диагональных ступеней с высоким напором насос должен содержать несколько ступеней. Если имеются ограничения по линейным габаритным размерам, то можно применять только одну мультифазную ступень осевого типа, не допуская высокое относительное снижение напора.

## Выводы

1. Выведены формулы, позволяющие оценивать влияние геометрических размеров на увеличение диаметра пузырьков СГ и, соответственно, снижение теоретического напора при работе на ГЖС ступеней различной конструкции.

2. Показано, что увеличение напора, длины, числа лопастей в РК и среднего диаметра пузырьков СГ на входе приводит к возрастанию сепарации пузырьков газа в радиальном и тангенциальном направлениях, содержания СГ в отдельных областях и в итоге к объединению (коалесценции), увеличению среднего диаметра пузырьков. Повышение расхода и вязкости РЖ уменьшает эти процессы.

3. При разработке мультифазных насосов их следует делать многоступенчатыми, с короткими ступенями, имеющими относительно низкий напор, и, соответственно, малый диаметр. Чем меньше диаметральный и осевой размеры ступени, тем лучше для работы на ГЖС.

4. При работе на грубодисперсных ГЖС диагональные ступени с высоким напором в насосе должны содержать несколько ступеней.

## 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 нефти и газа им. И.М. Губкина, 2005. 212 с.

- [3] Агеев Ш.Р., Григорян Е.Е., Макиенко Г.П. *Российские установки лопастных 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] Трулев А.В., Логинов В.Ф., Горбунов С.И. и др. Разработка и опытно-промышленное внедрение погружных УЭЦН концептуально новой конструкции для эксплуатации малодобитных 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.
- [6] 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. 62–69.
- [7] 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.
- [8] 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.
- [9] Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О. и др. Совершенствование проточной части мультифазных ступеней с использованием мультифазного коэффициента относительной скорости движения дискретных частиц. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 9, с. 72–87, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2023-9-72-87>
- [10] Мусинский А.Н. *Разработка и исследование вихревых газосепараторов для высокодебитных скважин*. Дисс. ... канд. тех. наук. Пермь, ПНИПУ, 2021. 172 с.
- [11] 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>
- [12] 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>
- [13] 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>
- [14] Cheremushkin V., Lomakin V., Kalin N. et al. Development and research of a borehole centrifugal pump stage. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012055, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012055>
- [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] Соу С. *Гидродинамика многофазных систем*. Москва, Мир, 1971. 536 с.
- [17] Мищенко И.Т. *Скважинная добыча нефти*. Москва, Нефть и газ, 2003. 816 с.
- [18] Кутателадзе С.С., Стырикович М.А. *Гидравлика газожидкостных систем*. Москва-Ленинград, Госэнергоиздат, 1958. 232 с.
- [19] Подвидз Л.Г., ред. *Методическое пособие по расчету шнеко-центробежной ступени насоса*. Москва, Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 1975. 64 с.
- [20] Ломакин В.О., Петров А.И., Кулешова М.С. Исследование двухфазного течения в осецентробежном колесе методами гидродинамического моделирования. *Наука и образование: научное издание*, 2014, № 9. EDN: TDPOJT
- [21] Пфлейдерер К. *Лопаточные машины для жидкостей и газов*. Москва, Машгиз, 1960. 683 с.

- [22] 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>
- [23] 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>
- [24] Gousov 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, pp. 229–233, doi: <https://doi.org/10.1007/s10527-017-9720-9>
- [25] Zharkovskii A., Svoboda D., Borshchev I. et al. Axial-flow pump with enhanced cavitation erosion resistance. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 3, art. 1344, doi: <https://doi.org/10.3390/en16031344>
- [26] Клименко Д.В. *Методика расчета пульсаций давления в шнекоцентробежном насосе ЖРД трехмерным акустико-вихревым методом*. Дисс. ... канд. тех. наук. Москва, МАИ, 2016. 98 с.

## References

- [1] Drozdov A.N. *Tekhnologiya i tekhnika dobychi nefti pogrzhnymi nasosami v oslozhnennykh usloviyakh* [Technology and technique of oil production by submersible pumps in the complicated conditions]. Moscow, MAKS Press Publ., 2008. 309 p. (In Russ.).
- [2] Dengaev A.V. *Povyshenie effektivnosti ekspluatatsii skvazhin pogrzhnymi tsentrobezhnymi nasosami pri otkachke gazozhidkostnykh smesey* [Increase of well operation efficiency by submersible centrifugal pumps during pumping of gas-liquid mixtures]. Moscow, RGU nefti i gaza im. I.M. Gubkina Publ., 2005. 212 p. (In Russ.).
- [3] Ageev Sh.R., Grigoryan E.E., Makienko G.P. *Rossiyskie ustanovki lopastnykh nasosov dlya dobychi nefti i ikh primeneniye* [Russian installations of vane pumps 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. *Povyshenie effektivnosti raboty pogrzhnykh elektrosentrobezhnykh ustanovok pri dobyche nefti s vysokim gazosoderzhaniem* [Improving the efficiency of submersible electric centrifugal units in oil production with high gas content.]. Almet'yevsk, AGNI Publ., 2019. 104 p. (In Russ.).
- [5] Trulev A.V., Loginov V.F., Gorbunov S.I. et al. *Razrabotka i opytno-promyshlennoye vnedreniye pogrzhnykh UETsN kontseptualno novoy konstruksii dlya ekspluatatsii malodebitnykh skvazhin s vysokim soderzhaniem 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 razvitie toplivno-energeticheskoy i dobyvayushchey otrasli* [In: Collection of works by laureates of the international contest of scientific, technical and innovative developments aimed at the development of fuel and energy and extractive industry]. Moscow, Format Publ., 2019, pp. 307–310. (In Russ.).
- [6] 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. 62–69. (In Russ.).
- [7] 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.).
- [8] 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.).
- [9] Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O. et al. Improving the multiphase stages flow path using the multiphase coefficient of the discrete particles relative speed. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 9, pp. 72–87, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2023-9-72-87> (in Russ.).

- [10] Musinskiy A.N. *Razrabotka i issledovanie vikhrevykh gazoseparatorov dlya vysokodebitnykh skvazhin*. Diss. kand. tech. nauk [Development and research of vortex gas separators for high-yield wells. Kand. tech. sci. diss.]. Perm, PNIPU Publ., 2021. 172 p. (In Russ.).
- [11] 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>
- [12] 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>
- [13] 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>
- [14] Cheremushkin V., Lomakin V., Kalin N. et al. Development and research of a borehole centrifugal pump stage. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 779, art. 012055, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/779/1/012055>
- [15] Lyapkov P.D. Movement of a spherical particle relative to the liquid in the inter-blade channel of a centrifugal pump impeller. *Trudy MINKh i GP*, 1977, no. 129, pp. 3–36. (In Russ.).
- [16] Soo S. *Fluid dynamics of multiphase systems*. Blaisdell, 1967. 524 p. (Russ. ed.: *Gidrodinamika mnogofaznykh sistem*. Moscow, Mir Publ., 1971. 536 p.)
- [17] Mishchenko I.T. *Skvazhinnaya dobycha nefi* [Borehole oil production]. Moscow, Neft i gaz Publ., 2003. 816 p. (In Russ.).
- [18] Kutateladze S.S., Styrikovich M.A. *Gidravlika gazozhidkostnykh sistem* [Hydraulics of gas-liquid systems]. Moscow-Leningrad, Gosenergoizdat Publ., 1958. 232 p. (In Russ.).
- [19] Podvidz L.G., ed. *Metodicheskoe posobie po raschetu shneko-tsentrobezhnoy stupeni nasosa* [Methodical guide for calculation of screw-centrifugal pump stage]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 1975. 64 p. (In Russ.).
- [20] Lomakin V.O., Petrov A.I., Kuleshova M.S. Investigation of two-phase flow in axial-centrifugal impeller by hydrodynamic modeling methods. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education of the Bauman MSTU], 2014, no. 9. EDN: TDPOJT (In Russ.).
- [21] Pfeleiderer C. *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. Springer, 1961. 622 p. (Russ. ed.: *Lopatochnye mashiny dlya zhidkostey i gazov*. Moscow, Mashgiz Publ., 1960. 683 p.)
- [22] 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>
- [23] 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>
- [24] Gousov 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, pp. 229–233, doi: <https://doi.org/10.1007/s10527-017-9720-9>
- [25] Zharkovskii A., Svoboda D., Borshchev I. et al. Axial-flow pump with enhanced cavitation erosion resistance. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 3, art. 1344, doi: <https://doi.org/10.3390/en16031344>
- [26] Klimenko D.V. *Metodika rascheta pulsatsiy davleniya v shnekotsentrobezhnom nasose ZhRD trekhmernym akustiko-vikhrevym metodom*. Diss. kand. tekhn. nauk [Methodology of calculation of pressure pulsations in a screw-centrifugal pump of a liquid-propellant rocket engine by the three-dimensional acoustic-vortex method. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, MAI Publ., 2016. 98 p. (In Russ.).

## Информация об авторах

**ТРУЛЕВ Алексей Владимирович** — кандидат технических наук, инженер. Научно-учебный комплекс «Энергомашиностроение», лаборатория «лопастные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, д. 2, e-mail: a.trulev@yandex.ru).

**ТИМУШЕВ Сергей Федорович** — доктор технических наук, профессор. 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, заведующий кафедрой «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

**ШМИДТ Евгений Мстиславович** — начальник инженерно-исследовательского управления. ООО «Римера-Алнас» (423450, Альметьевск, Сургутская ул., д. 2, e-mail: Evgeniy.Shmidt@rimera.com).

**КЛИПОВ Александр Валерьевич** — руководитель направления по разработке насосной техники инженерно-исследовательского управления. ООО «Римера-Алнас» (423450, Альметьевск, Сургутская ул., д. 2, e-mail: Aleksandr.Klipov@rimera.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Трулев А.В., Тимушев С.Ф., Ломакин В.О., Шмидт Е.М., Клипов А.В. Влияние размеров проточной части мультифазных ступеней на диаметр пузырьков в газожидкостной смеси. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 6, с. 85–95.

### Please cite this article in English as:

Trulev A.V., Timushev S.F., Lomakin V.O., Schmidt E.M., Klipov A.V. Effect of the multiphase stage flow path dimensions on the bubble diameter in a gas-liquid mixture. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 6, pp. 85–95.

## Information about the authors

**TRULEV Aleksey Vladimirovich** — Candidate of Science (Eng.), Engineer. Scientific and educational complex "Power engineering", laboratory "blade machines". Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: a.trulev@yandex.ru).

**TIMUSHEV Sergei Fedorovich** — Doctor of Science (Eng.). Professor. 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.), Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: lomakin@bmstu.ru).

**SHMIDT Evgeniy Mstislavovich** — Head of the Engineering and Research Department. Rimera-Alnas LLC (423450, Almetevsk, Russian Federation, Surgutskay St., Bldg. 2, e-mail: Evgeniy.Shmidt@rimera.com).

**KLIPOV Aleksandr Valeryevich** — Head of the Pumping Equipment, Engineering and Research Department. Rimera-Alnas LLC (423450, Almetevsk, Russian Federation, Surgutskay St., Bldg. 2, e-mail: Aleksandr.Klipov@rimera.com).