

М. Г. Волков, В. Г. Михайлов, П. В. Петров

АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНЫХ КАНАЛАХ КАВЕРНООБРАЗУЮЩЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ГАЗОСЕПАРАТОРА

Экспериментально установлено, что для повышения эффективности центробежного способа сепарации газа необходимо обеспечить укрупнение пузырьков газа перед зоной сепарации. С этой целью, в современных центробежных газосепараторах перед лопастной центрифугой часто устанавливают дополнительное лопастное колесо, основной функцией которого является генерирование крупных газовых каверн. Однако то же самое центробежное лопастное колесо при определенной газожидкостной структуре течения в межлопаточных каналах может работать как диспергирующее устройство. Поэтому очень важно знать какой режим течения газожидкостной смеси определяет эксплуатационные свойства центробежного колеса и уметь прогнозировать эти режимы течения. В настоящее время имеются отдельные эмпирические корреляции для определения границ режимов течения газожидкостной смеси в центробежном колесе в зависимости от подачи. В то же время инженерная практика показала, что для более точного определения границ режимов течения требуются многопараметрические зависимости, которые являются функцией таких параметров как геометрия проточной части рабочего колеса, газосодержания и обводненности флюида, оборотов электродвигателя и т.д. В представленной статье предлагается новая многопараметрическая модель феноменологического типа, позволяющая для определения эксплуатационной функциональности центробежного колеса более точно прогнозировать режимы течения газожидкостной смеси в проточных межлопаточных каналах. *Сепарация; погружной насос; скважина; пузырек газа; численный эксперимент; математическая модель*

В настоящее время более двух третей нефти в России добывается установками погружных центробежных насосов (УЭЦН). Опыт эксплуатации механизированного фонда скважин в условиях вредного влияния свободного газа на многих месторождениях ОАО «НК «Роснефть» указывает на неэффективную работу погружного насосного оборудования, что в некоторых случаях приводит к преждевременным отказам. На рис. 1 показаны лабораторные замеры напора ЭЦН при различном процентном содержании свободного газа в перекачиваемой смеси (от 1% до 30%), взятые из работы [1] и наглядно демонстрирующие насколько сильно деградирует расходно-напорная характеристика ЭЦН под влиянием свободного газа.

Одним из основных способов уменьшения деградации рабочей характеристики ЭЦН является установка газосепаратора перед насосом. Он предназначен для отделения значительной части свободного газа, который содержится в добываемом флюиде, и для обеспечения приема флюида насосом. На рис. 2 показана одна из конструктивных схем газосепаратора центробежного типа. Основными составными элементами роторного газосепаратора (РГС) являются: шнековый нагнетатель (см. рис. 2, б) предназначенный для создания избыточного давления в области сепарации газожидкостной смеси; кавернообразующее колесо обеспечивающее укрупнение пузырьков газа перед цен-

трифугой (см. рис. 2, г); вращающаяся камера (см. рис. 2, в), действующая как центрифуга, в которой за счет центробежной силы разделяются газ и жидкость; распределительное устройство (см. рис. 2, д), состоящее из системы отверстий через которые часть флюида насыщенного свободным газом под действием избыточного давления вытесняется в затрубное пространство скважины, а другая часть флюида очищенная от пузырьков газа направляется в первую ступень ЭЦН.

Первый в России центробежный газосепаратор был разработан более полувека тому назад [2]. Позднее в его конструкцию было введено кавернообразующее рабочее колесо [3], позволяющее укрупнять пузырьки газа непосредственно перед процессом центробежной сепарации, что существенно повысило эффективность процесса отделения газа от жидкой фазы. Экспериментально было установлено [3], что физическое явление образования неустойчивых газовых каверн в межлопаточных каналах лопастного колеса имеет место не на всем диапазоне подач рабочего колеса, а только при реализации устойчивой суперкаверны.

В представленной работе предлагается новая расчетная методика для определения рабочего диапазона подач центробежного лопастного колеса, в котором имеет место генерирование газовых каверн, при переменных эксплуатационных параметрах (вязкости флюида, его обводненности, газосодержания и т. д.).

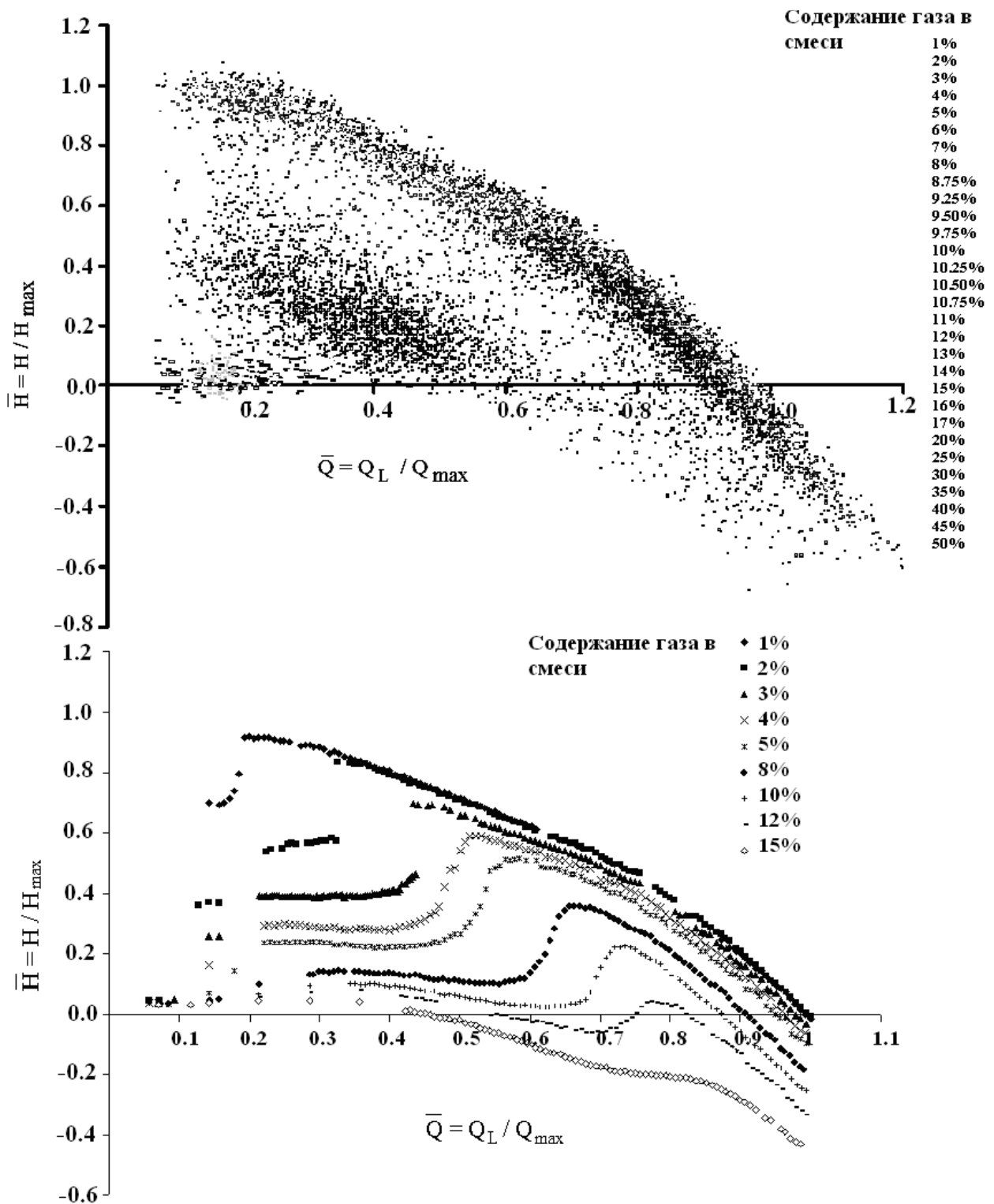


Рис. 1. Экспериментальные замеры расходно-напорной характеристики ЭЦН при различном процентном содержании газа в перекачиваемой смеси

Данная методика позволяет определять на характеристике РГС рабочие границы подачи газосепаратора, соответствующие оптимальной работе кавернообразующего колеса.

Предложенная работа является этапом в разработке имитационной модели роторного газосепаратора, предназначенной для оценки деградации рабочей характеристики РГС при его эксплуатации в осложненных условиях.

1. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТРУКТУРЫ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ ФУНКЦИОНАЛЬНОСТЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Центробежное рабочее колесо любого ЭЦН помимо своей основной функции – повышения давления в перекачиваемой жидкости в зависимости от режима течения газожидкостной смеси (ГЖС) может выполнять функции как диспергирующего устройства, так и устройства, способного генерировать газовые каверны. Характерной особенностью центробежного рабочего колеса, работающего в качестве диспергатора, является большой кавитационный запас. Для эффективного процесса дробления пузырьков газа в межлопаточных каналах колеса его лопасти профилируются таким образом, чтобы в рабочем диапазоне подач реализовывалось безотрывное течение ГЖС.

В качестве устройства для укрупнения пузырьков свободного газа, как правило, используется лопастное колесо суперкавитирующего типа. В современной инженерной практике хорошо известны как явление суперкавитации, так и конструкции лопастных колес суперкавитирующего типа. В центробежных колесах явление суперкавитации иногда реализуется искусственно, для снижения кавитационного износа лопаток. Широкое практическое применение суперкавитирующие колеса получили для повышения всасывающей способности высокооборотных насосов как предвключенные бустерные нагнетатели. Конструктивная особенность данного центробежного рабочего колеса состоит в том, что его лопасти профилируются таким образом, чтобы в межлопаточных каналах в рабочем диапазоне подач обеспечивалось отрывное течение незамкнутого типа [4].

В этом случае при перекачивании ГЖС с высоким содержанием мелкодисперсного свободного газа, в межлопаточных каналах реализуются суперкаверны «самовентилируемого» вида, т. е. они на входе всасывают мелкодис-

персный газ, а из незамкнутой хвостовой части суперкаверн эвакуируются крупные пузыри (неустойчивые каверны). По ориентировочным оценкам [2] при размерах пузырьков в ГЖС в интервале 0,08–0,15 мм, выходящие пузыри достигают размеров нескольких миллиметров.

Таким образом, реализуемая в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса газожидкостная структура течения является определяющим фактором для эксплуатационной применимости устройства. Конструктивные особенности рабочего колеса позволяют только расширять или сужать диапазон подач, при котором реализуется тот или иной режим течения. Согласно экспериментальным исследованиям автор работы [1] условно выделил три характерных режима течения газожидкостной смеси в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса: пузырьковый, переходный и режим течения с устойчивой газовой каверной. Попробуем на основе известных экспериментальных исследований типовой ступени ЭЦН определить, как режим течения ГЖС определяет механизм дробления или укрупнения пузырьков газа.

1.1. Анализ пузырькового режима течения

На рис. 3, 4 показана визуализация характерная для пузырькового режима течения газожидкостной смеси в межлопаточных каналах радиального рабочего колеса центробежного насоса марки Clift GC6100. Красным маркером показаны траектории движения пузырьков газа. Из картины течения видно, что мелкие пузырьки газа подхватываются потоком жидкости и уносятся на периферию рабочего колеса. Крупные пузырьки газа скапливаются на входе в межлопаточный канал, где в вихревом течении происходит их дробление до стабильных размеров.

Согласно теории изотропной турбулентности А. Н. Колмагорова, считается, что если размер пузырька газа меньше внутреннего масштаба турбулентных пульсаций, то они приобретают стабильность к дальнейшему дроблению.

Levich (1962) [6] впервые определил максимальный стабильный размер пузырька газа в условиях интенсивного вихревого течения как

$$d_{p \max} = (We_{кр})^{0,6} \left(\frac{\sigma_L}{\rho_L} \right)^{0,6} \epsilon^{-0,4} \left(\frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{0,2}, \quad (1)$$

где σ_L – коэффициент поверхностного натяжения на границе «жидкость – газ», Н/м.

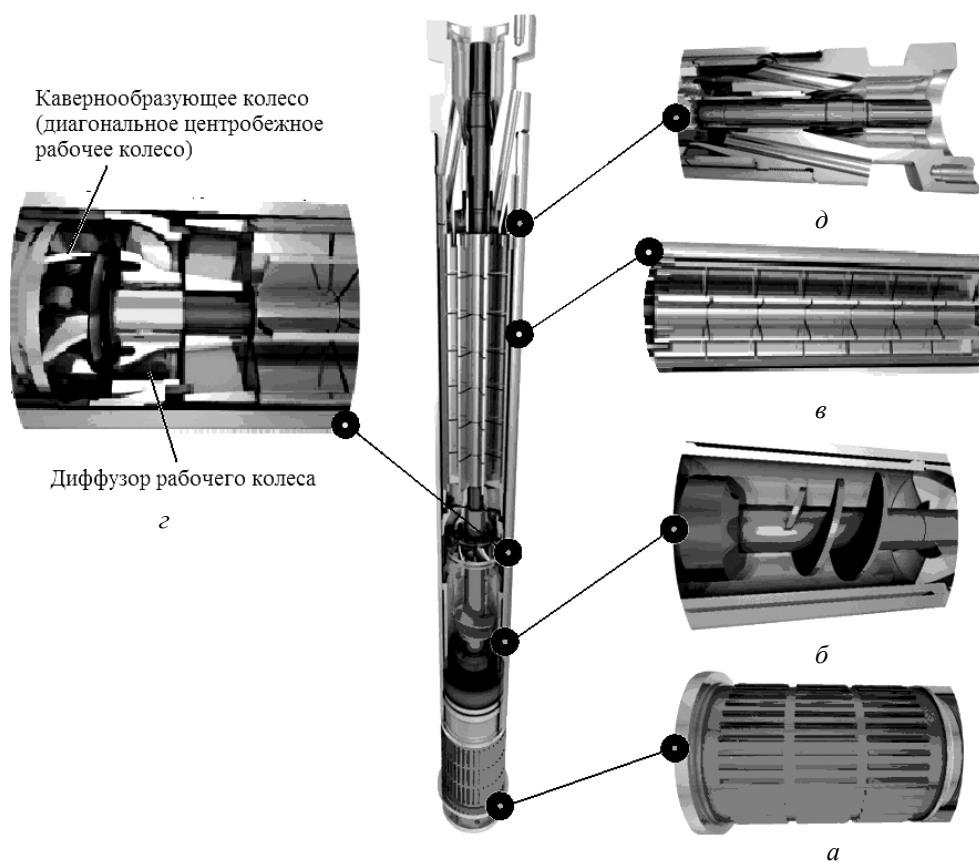


Рис. 2. Конструктивная схема центробежного газосепаратора:
а – приемная сетка; *б* – нагнетательный шнек; *в* – сепарационные барабаны;
г – кавернообразующее колесо; *д* – узел отвода газа

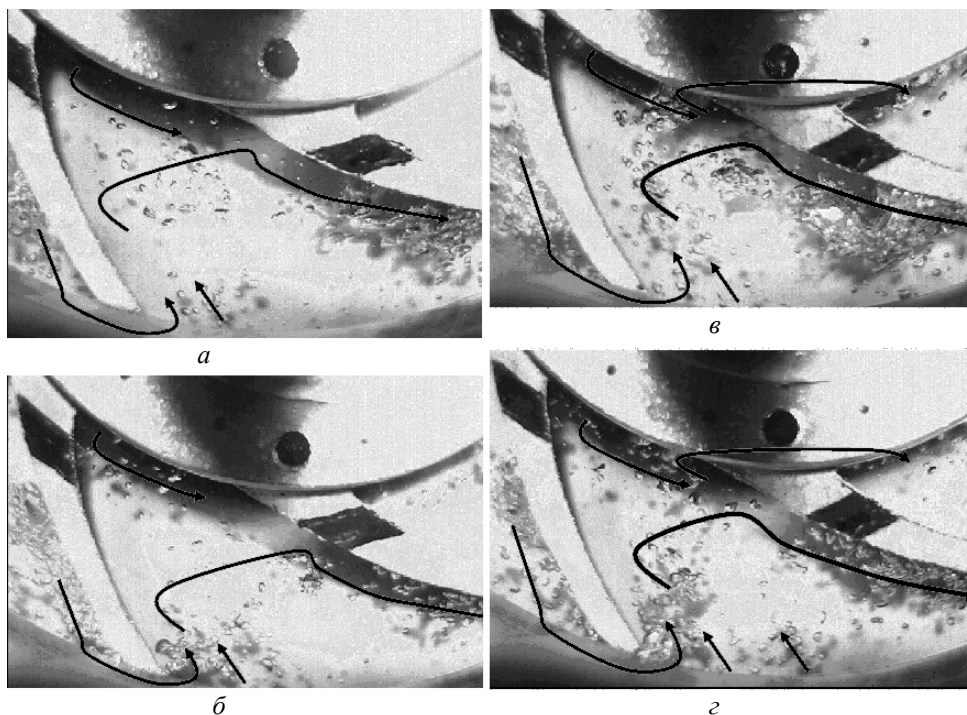


Рис. 3. Визуализация пузырькового режима течения ГЖС
 в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса при $N = 900$ об/мин и подаче,
 равной $Q_L = 38,1$ м³/сут и объемном содержании газа на входе в межлопаточный канал
а и *б* – $\lambda_g = 0,2$; *в* и *г* – $\lambda_g = 0,25$

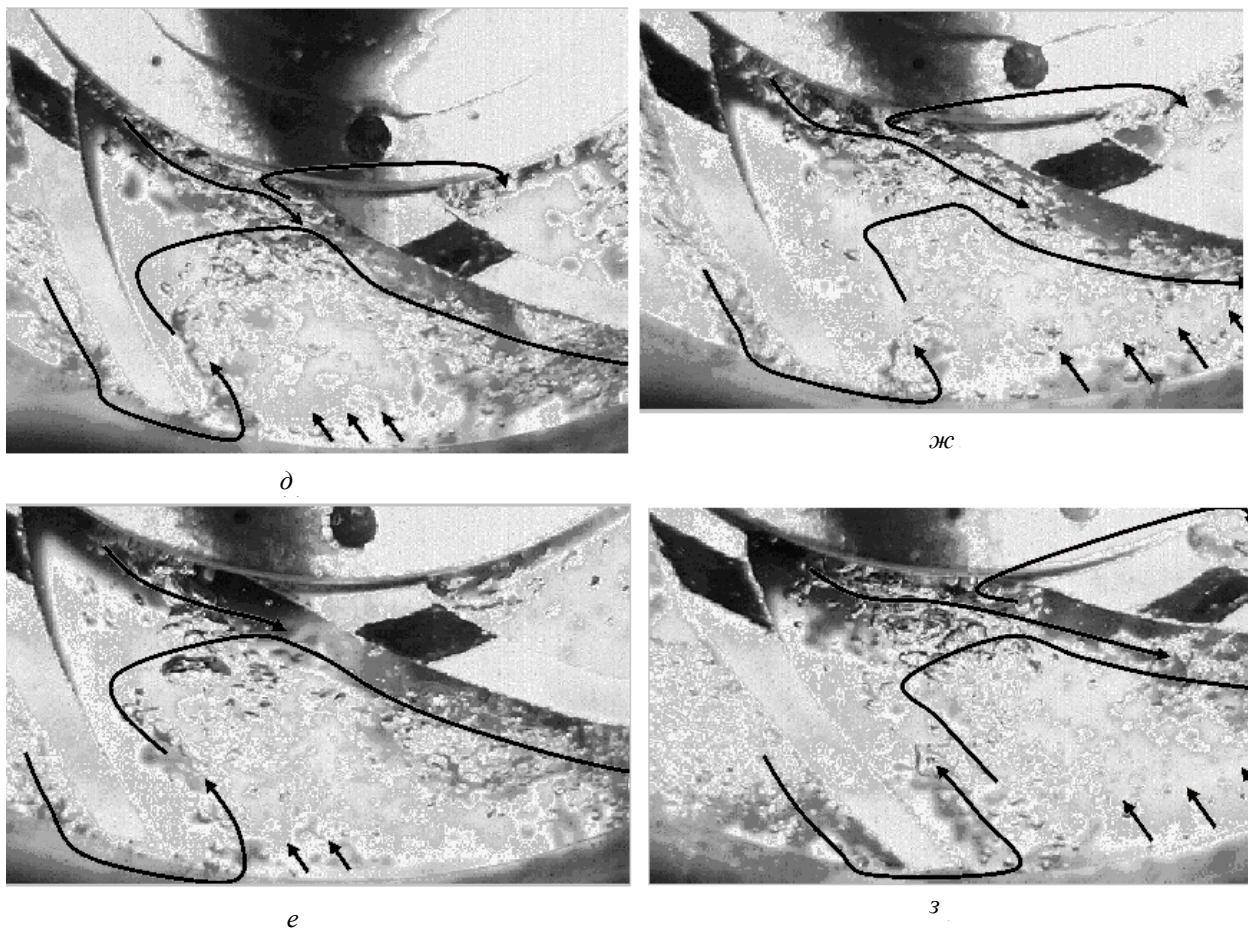


Рис. 4. Визуализация пузырькового режима течения ГЖС в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса при $N = 900$ об/мин и подаче равной $Q_L = 38,1$ м³/сут и объемном содержании газа на входе в межлопаточный канал δ и $e - \lambda_g = 0,3$; ж и $з - \lambda_g = 0,35$

Это уравнение справедливо для любой дисперсии газовой фазы, если известно выражение для диссипации энергии турбулентного течения ε . Šulc и Ditl (2000) [6] описали диссипацию турбулентной энергии для центробежного поверхностного сепаратора как

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{C}{A} \right)^{(1-b)} \frac{1}{B^{(a+1)}} \right]^{\frac{4}{3-4b-a}} \frac{\rho_m (u')^4}{\mu_m} = K(\text{Re}) \frac{\rho_m (u')^4}{\mu_m}, \quad (2)$$

где ρ_m , μ_m – плотность и динамическая вязкость газожидкостной смеси, кг/м³, Па·с; $K(\text{Re})$ – эмпирическая функция от числа Рейнольдса.

В центробежном поверхностном газосепараторе используются открыто-радиальные центробежные колеса, поэтому можно предположить, что механизм формирования стабильных газовых пузырьков в кавернообразующих центробежных колесах будет аналогичен. Соответственно можно предположить, что турбулентная диссипация ε – есть функция осредненной пуль-

сации скорости (u'), а также плотности и динамической вязкости (ρ_m , μ_m) газожидкостной смеси. Costes and Couderc (1988) и Davies (1987) [5, 6] установили, что осредненное значение пульсации скорости (u') в рабочем колесе поверхностного центробежного сепаратора представляется как:

$$u' = k_{u'} k_u 2r\omega, \quad (3)$$

где $k_{u'}$ – коэффициент характеризующий протяженность вихря; k_u – коэффициент А. Н. Колмогорова; r – координата пузырька газа в радиальном направлении, м.

Решая совместно последние три уравнения (1–3) получим выражение для максимального диаметра стабильного пузырька газа в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса

$$d_{p \max} = \left(We_{кр} \cdot \frac{\sigma_L}{\rho_L} \right)^{\frac{3}{5}} \times$$

$$\times \left\{ \left[\left(\frac{C}{A} \right)^{(1-b)} \frac{1}{B^{(a+1)}} \right]^{\frac{4}{3-4b-a}} \times \left(\frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{5}} \right. \\ \left. \times \frac{\rho_m (k_u k_u 2r\omega)^4}{\mu_m} \right\}^{\frac{2}{5}}$$

где $We_{кр}$ – критическое значение числа Вебера или с учетом проведенной авторами [6] тарировки (см. рис. 5) в виде

$$d_{p \max} = K(Re) (a + b\lambda_g^{0.5})^{0.6} \left(\frac{\sigma_L}{\rho_L} \right)^{0.6} \times \\ \times \left\{ \frac{\rho_m (2r\omega)^4}{\mu_m} \right\}^{-0.4} \left(\frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{0.2}, \quad (4)$$

где $a = 0,0009N - 0,1882$; $b = 0,0093N - 5,8508$; $K(Re) = 1358,8$ – коэффициенты, полученные в [6] путем тарировки по экспериментальным данным; N – обороты электродвигателя, об/мин.

Справедливость данного уравнения подтверждается тем, что подобные корреляции были получены Murakami and Minemura (1974) [6] в виде

$$d_{p \max} = d_{\omega 0} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^{-\frac{3}{4}} (a + b\lambda_g),$$

и Gamboa (2007) [6]

$$d_{p \max} = K(0,725 + 4,15\lambda_g^{0.5})^{0.6} \left(\frac{\sigma_L}{\rho_L} \right)^{0.6} \times \\ \left\{ \frac{\rho_m (2r\omega)^4}{\mu_m} \right\}^{-0.4} \left(\frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{0.2}. \quad (5)$$

Существенным недостатком уравнения (4) является то, что в нем коэффициент $K(Re)$ величина постоянная и это уравнение справедливо только для пузырькового режима течения. Авторами данной работы был проведен анализ экспериментальных исследований Beltur [10] по замеру диаметров пузырьков газа в межлопаточном канале рабочего колеса и получено следующее выражение $K(Re)$ для расчета $d_{p \max}$ на переходном режиме течения газожидкостной смеси

$$K(Re) = \frac{(55,694r^2 + 1,3892r)W_{Sg}^{0.2}}{(1 - \alpha_g)^{0.75}}. \quad (6)$$

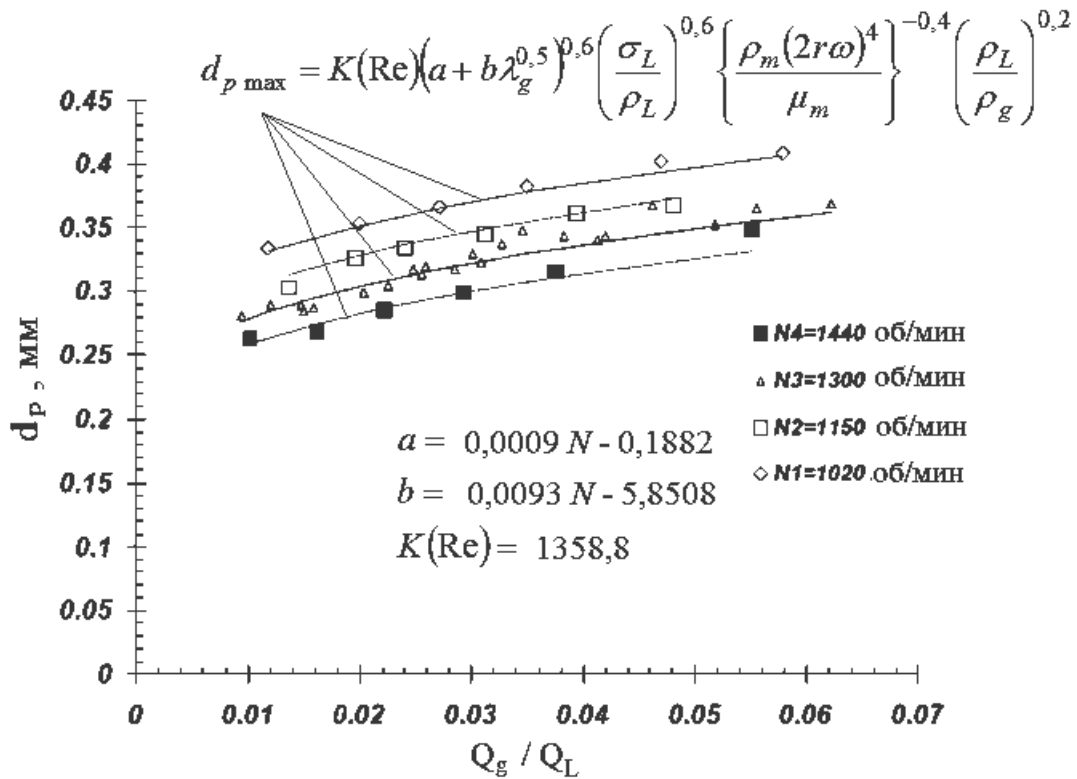
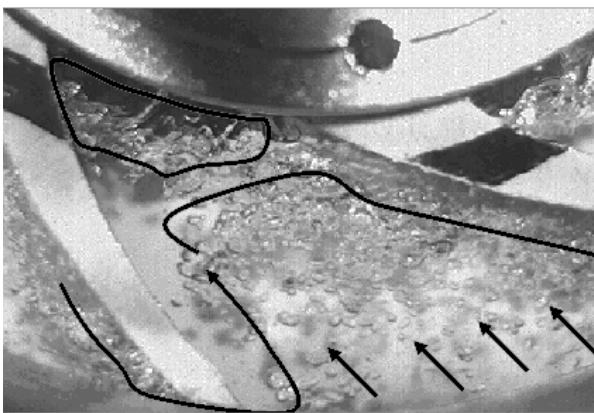


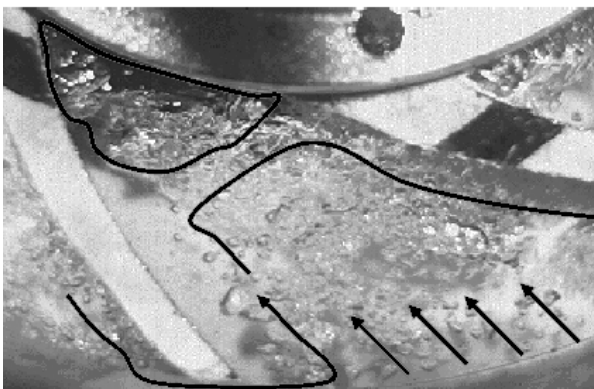
Рис. 5. Сравнение экспериментальных и расчетных данных $d_{p \max}$ при различных значениях содержания газа в смеси Q_g / Q_L и оборотах электродвигателя N

1.2. Анализ переходного режима течения

На рис. 6 показана визуализация картины характерной для переходного режима течения газожидкостной смеси в межлопаточных каналах радиального рабочего колеса центробежного насоса марки Clift GC6100. С ростом газосодержания перекачиваемой смеси λ_g диаметр стабильных пузырьков газа d_p увеличивается (см. рис. 5). Начало переходного режима течения характеризуется тем, что баланс сил, действующий на пузырьки газа стабильного размера d_p , в области периферии рабочего колеса изменяется.



а

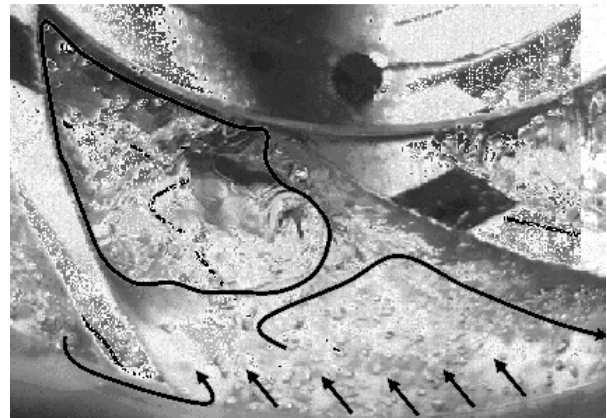


б

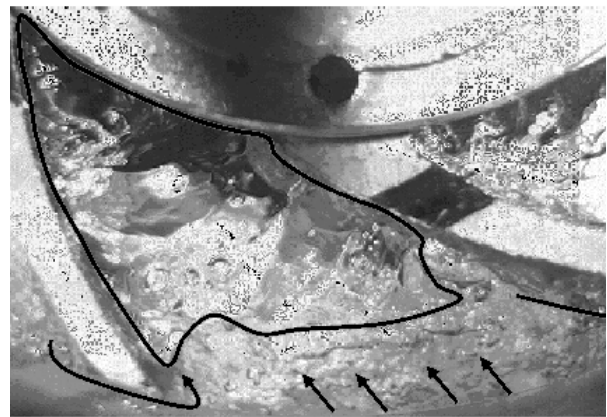
Рис. 6. Визуализация переходного режима течения газожидкостной смеси в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса при $N = 900$ об/мин и подаче равной $Q_L = 38,1$ м³/сут и объемном содержании газа на входе в межлопаточный канал а и б – $\lambda_g = 0,40$

Изменяется градиент давления, действующий на пузырьки газа, и, как видно из фотографий (см. рис. 6), они постепенно отжимаются от периферии колеса, заполняя все межлопаточное пространство. С ростом концентрации газа в межлопаточном канале начинается интенсивный процесс коалесценции пузырьков. Крупные

газовые пузыри увлекаются центробежными силами к центру вращения, что приводит к зарождению газовой каверны на входе в межлопаточный канал. Дальнейшее увеличение газосодержания перекачиваемой смеси λ_g , а как следствие – увеличение размеров газовых пузырьков d_p приводит к тому, что пузырьки газа начинают тормозиться уже на входе в межлопаточный канал. Газовые пузырьки не поступают в межлопаточный канал, а поглощаются газовой каверной. Данный процесс характеризует завершение переходного режима течения.



а



б

Рис. 7. Визуализация режима течения газожидкостной смеси с устойчивой газовой каверной в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса при $N = 900$ об/мин и подаче равной $Q_L = 38,1$ м³/сут и объемном содержании газа на входе в межлопаточный канал а – $\lambda_g = 0,45$; б – $\lambda_g = 0,7$

1.3. Анализ режима течения с устойчивой газовой каверной

На рис. 7 показана визуализация картины, характерной для режима течения газожидкостной смеси с устойчивой газовой каверной в межлопаточных каналах радиального рабочего

колеса центробежного насоса марки Clift GC6100.

Как видно из фотографий на рис. 7, при данном режиме течения газовая каверна в начале межлопаточного канала полностью сформировалась. Увеличение газосодержания перекачиваемой смеси λ_g приводит к ее росту. Когда хвостовая часть каверны достигает периферии рабочего колеса, в межлопаточном канале реализуется явление суперкавитации. На входе газовая каверна поглощает пузырьки газа стабильного размера d_p , на выходе из каверны осуществляется эвакуация крупных пузырей газа. Рабочее колесо начинает работать как кавернообразующее устройство.

Подводя итог проведенному анализу структур течения газожидкостной смеси в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса насоса марки Clift GC6100, можно сделать следующий вывод: рассмотренное выше центробежное рабочее колесо типового погружного ЭЦН в качестве кавернообразующего может работать только на режиме течения с устойчивой газовой суперкаверной, а в качестве диспергирующего устройства – только при пузырьковом режиме течения.

Для оценки влияния геометрических и эксплуатационных параметров центробежного рабочего колеса на границы режимов течения газожидкостной смеси авторами данной работы

была разработана следующая модель феноменологического типа.

2. РАЗРАБОТКА ФЕМИНОЛОГИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГРАНИЦ РЕЖИМОВ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ ИМПЕЛЛЕРА

До настоящего времени границы режимов течения газожидкой смеси в межлопаточных каналах рабочего колеса определялись путем аппроксимации экспериментальных данных. Согласно экспериментальным исследованиям, проведенным в работе Duran [1] (см. рис. 8) были получены эмпирические зависимости для определения условий изменения структуры течения от «пузырьковой» к «переходной» в виде

$$\frac{Q_g}{Q_{L\max}} \geq \left(\frac{Q_g}{Q_{L\max}} \right)_{кр}, \quad (7)$$

где

$$\left(\frac{Q_g}{Q_{L\max}} \right)_{кр} = \left(5,58 \frac{\rho_g}{\rho_L} + 0,098 \right) \left(\frac{Q_L}{Q_{L\max}} \right)^{1,421} -$$

корреляция, описывающая начало торможения пузырьков газа.

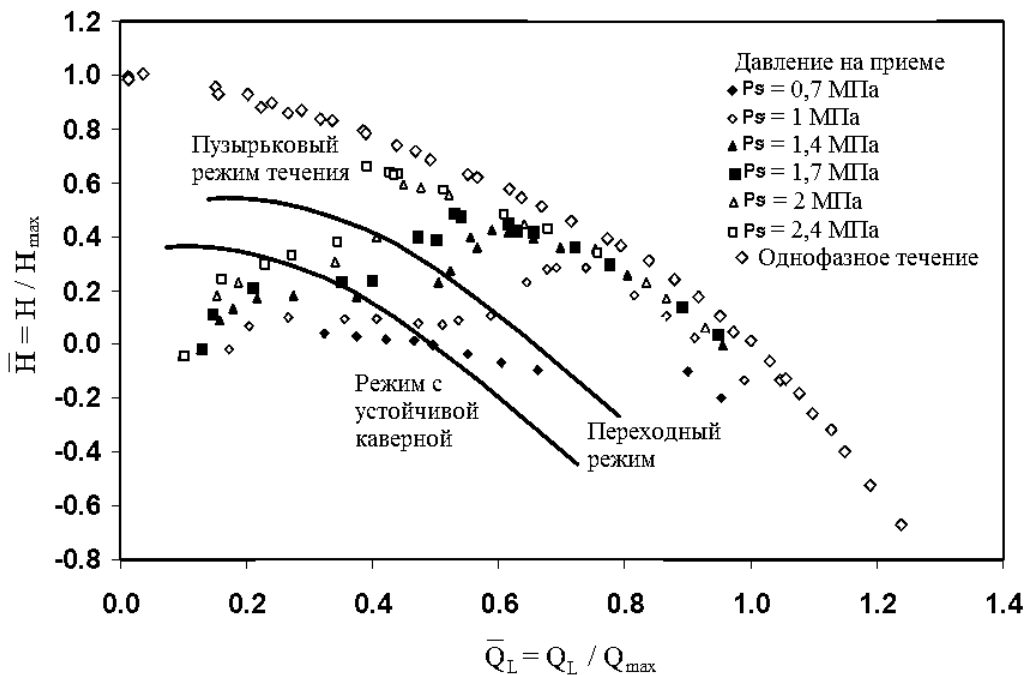


Рис. 8. Границы режимов течения газожидкостной смеси в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса по Duran [1]

Условие для изменения структуры течения от «переходной» к «устойчивой газовой каверне» согласно [1] имеет вид

$$\frac{Q_g}{Q_{L\max}} \geq \left(\frac{Q_g}{Q_{L\max}} \right)_{кр}, \quad (8)$$

где $\left(\frac{Q_g}{Q_{L\max}} \right)_{кр} = 0,6168 \left(\frac{Q_L}{Q_{L\max}} \right)^{2,299}$ – корреляция,

описывающая начало течения с устойчивой газовой каверной на входе в межлопаточный канал центробежного рабочего колеса; ρ_L, ρ_g, ρ_m – плотности жидкости, газа и газожидкостной смеси, соответственно, кг/м³; $Q_g, Q_L, Q_{L\max}$ – объемный расход газа, жидкости и максимальная подача насоса, м³/с.

Накопленный объем знаний в области многофазных течений в криволинейных вращающихся каналах позволил авторам данной работы предпринять попытку математически описать условия на границе перехода режимов течения газожидкостной смеси в межлопаточном канале колеса центробежного типа путем составления уравнений баланса сил, действующих на пузырек газа.

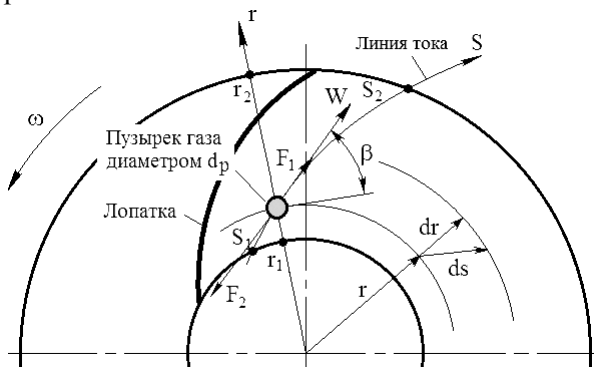


Рис. 9. Схема баланса сил, действующих на пузырек газа в межлопаточном канале радиального рабочего колеса

На рис. 9 показана расчетная схема силового воздействия на пузырек газа в межлопаточном канале рабочего колеса. С точки зрения авторов данной работы основными силами, определяющими движения пузырька в направлении линии тока, являются следующие:

- проекция силы инерции, на линию тока

$$F_1 = \frac{m_p \omega^2 r}{\sin(\beta)}, \quad (9)$$

где $m_p = \rho_g v_p$ – масса пузырька газа, кг;

$v_p = \frac{\pi d_p^3}{6}$ – объем пузырька газа, м³; $\beta = \arccos(\cos(\beta_h) \cos(\gamma))$ – угол наклона лопатки,

град; β_h – угол наклона лопатки в радиальном направлении, град; γ – угол наклона лопатки к оси вращения колеса, град; ω – угловая скорость вращения рабочего колеса, с⁻¹;

- проекция силы от радиального градиента давления жидкости на линию тока

$$F_2 = \frac{v_p}{\sin(\beta)} \frac{dP}{dr}. \quad (10)$$

Выражение для радиального градиента давления dP / dr можно получить из уравнения количества движения жидкой фазы в межлопаточном канале импеллера в форме San [9]

$$\begin{aligned} (1 - \alpha_g) \rho_L W_L \frac{dW_L}{dr} = \\ - (1 - \alpha_g) \frac{dP}{dr} + (1 - \alpha_g) \rho_L \omega^2 r - \\ - F_{w,L} \frac{ds}{dr} - F_{L,g} \frac{ds}{dr}, \end{aligned} \quad (11)$$

где $F_{L,g}$ – сила трения между жидкой и газообразной фазами; $\frac{ds}{dr} = \frac{1}{(\sin(\beta_h) \cos(\gamma))}$ – дифференциал s от r для диагонального рабочего колеса;

$F_{w,L}$ – сила трения между жидкостью и стенками межлопаточного канала.

Согласно модели Minemura [7] сила межфазового трения определяется как

$$F_{L,g} = \frac{3\alpha_g C_d \rho_L}{4d_p} (W_L - W_g) |W_g - W_L|, \quad (12)$$

где α_g – истинное объемное содержание газа в межлопаточном канале; d_p – диаметр пузырька газа, м.

Согласно модели Sachdeva [8] сила трения о стенку канала определяется следующим образом:

$$F_{w,L} = (1 - \alpha_g) f_t \frac{\rho_L W_L^2}{d_h}, \quad (13)$$

где $d_h = \frac{4ah}{2(a+h)} (1 - \alpha_g)$ – гидравлический диаметр межлопаточного канала, м; a – ширина лопатки рабочего колеса, м; h – высота лопатки, м; $f_t = f(\text{Re}, \omega, R_c, a/h)$ – коэффициент гидравлического трения, рассчитанный по методике, разработанной в работе [9] для течения во вращающемся криволинейном канале с прямоугольным поперечным сечением.

Решая совместно уравнения (11)–(13), получим окончательное выражение для расчета градиента давления жидкости в радиальном направлении

Решая совместно уравнения (11)–(13), получим окончательное выражение для расчета градиента давления жидкости в радиальном направлении

$$\frac{dP}{dr} = \rho_L \left(r\omega^2 - \frac{W_L^2}{r} \right) - f_t \frac{\rho_L W_L^2}{d_h \sin(\beta)} - \frac{3\alpha_g \rho_L}{4(1-\alpha_g) \sin(\beta)} \frac{C_d}{d_p} (W_L - W_g) |W_g - W_L| \quad (14)$$

Коэффициент гидродинамического сопротивления единичного пузырька газа C_d в форме Стокса выражается следующим образом:

$$C_d = \frac{24}{Re} = \frac{24\mu_m}{d_p |W_g - W_L| \rho_L} \quad (15)$$

где $Re = \frac{d_p |W_g - W_L| \rho_L}{\mu_m}$ – число Рейнольдса;

$\mu_m = \mu_L (1 - \alpha_g) + \mu_g \alpha_g$ – коэффициент динамической вязкости смеси, Па·с; d_p – диаметр стабильного пузырька газа для переходного режима течения, определяется по уравнениям (4) и (6).

Тогда окончательно, уравнение баланса сил $F_1 = F_2$ (см. рис. 9), действующих на пузырек газа в межлопаточном канале рабочего колеса с учетом следующих допущений:

- рабочее колесо вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = const$;
- жидкость движется от центра к периферии рабочего колеса;
- жидкость несжимаемая;
- пузырек газа имеет правильную сферическую форму, будет иметь вид:

$$\lambda_g = \left[\left[\left[\left[18\mu_m \left[\frac{\rho_m (2r\omega)^4}{\mu_m} \right]^{0,8} \left(\frac{\sigma_L}{\rho_L} \right)^{-1,2} \times \left(\frac{\rho_L}{\rho_g} \right)^{-0,4} \times \alpha_{gi} \rho_L (W_L - W_g) |W_g - W_L| \right] \right] \right] \right]^{5/6} \left[\frac{K(Re)^2 (1 - \alpha_{gi}) \sin(\beta_i) \times \left[\rho_L \left(r_i \omega^2 - \frac{W_L^2}{r_i} \right) - \rho_g r_i \omega^2 - \left[-f_t \frac{\rho_L W_L^2}{d_h \sin(\beta_i)} \right] \right]}{1} \right]^{-a} \left[\frac{1}{b} \right] \quad (16)$$

где

$$W_g = \frac{Q_g}{2\pi r_i h \sin(\beta_i) \alpha_{gi}}; W_L = \frac{Q_L}{2\pi r_i h \sin(\beta_i) (1 - \alpha_{gi})}$$

действительные относительные скорости газа и жидкости, м/с;

$$W_{sg} = \frac{Q_g}{2\pi r_i h \sin(\beta_i)}$$

– приведенная скорость газа, м/с; $\lambda_g = \frac{Q_g}{Q_g + Q_L}$ – объемное содержание газа

на входе в рабочее колесо без учета проскальзывания фаз.

Уравнение (16) с учетом следующих условий: $\alpha_{gi} = \alpha_{g2} = 0,15$; $r_i = r_2$ и $\beta_i = \beta_2$ позволяет описать баланс сил при остановке пузырька газа в области периферии рабочего колеса, что соответствует условию на границе перехода от «пузырькового» режима течения к «переходному». Если уравнение (16) записать с применением следующих условий: $\alpha_{gi} = \alpha_{g1} = 0,2$; $r_i = r_1$ и $\beta_i = \beta_1$, то данное уравнение позволит описать баланс сил, действующих на пузырек газа на границе «переходного» режима течения газожидкостной смеси и течения с «устойчивой газовой каверной».

На рис. 10 показано сопоставление результатов расчета для границ режимов течения по уравнению (16) с экспериментальными данными. Пунктиром показан расчет по эмпирическим корреляциям Duran [1], а расчет по предложенной модели красным цветом (см. рис. 10). Сопоставление расчетных и экспериментальных данных наглядно показало (см. рис. 10), что расчеты по предложенной модели качественно и количественно превосходит результаты расчета по модели Duran.

Экспериментальные данные для сопоставления результатов были получены путем обработки экспериментальных замеров давления на выходе из рабочего колеса при различных давлениях и газосодержании на приеме, проведенных в работе [9] для марки насоса Clift GC6100. На рис. 11 показан образец экспериментальных замеров характеристики центробежного насоса для одного значения давления на приеме.

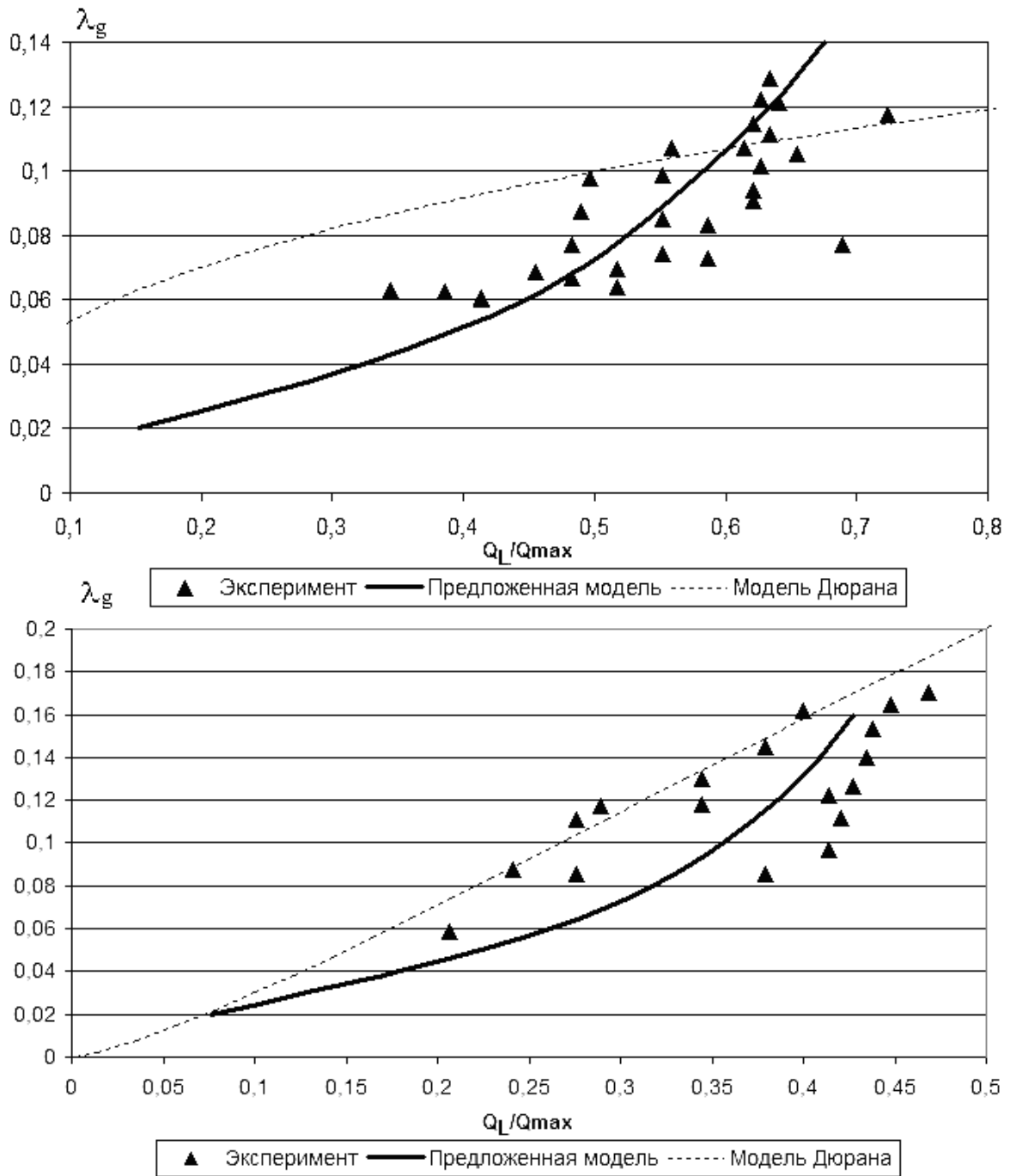


Рис. 10. Сопоставление расчетных с экспериментальными зависимостями на границе режимов течения межлопаточных каналах центробежного рабочего колеса

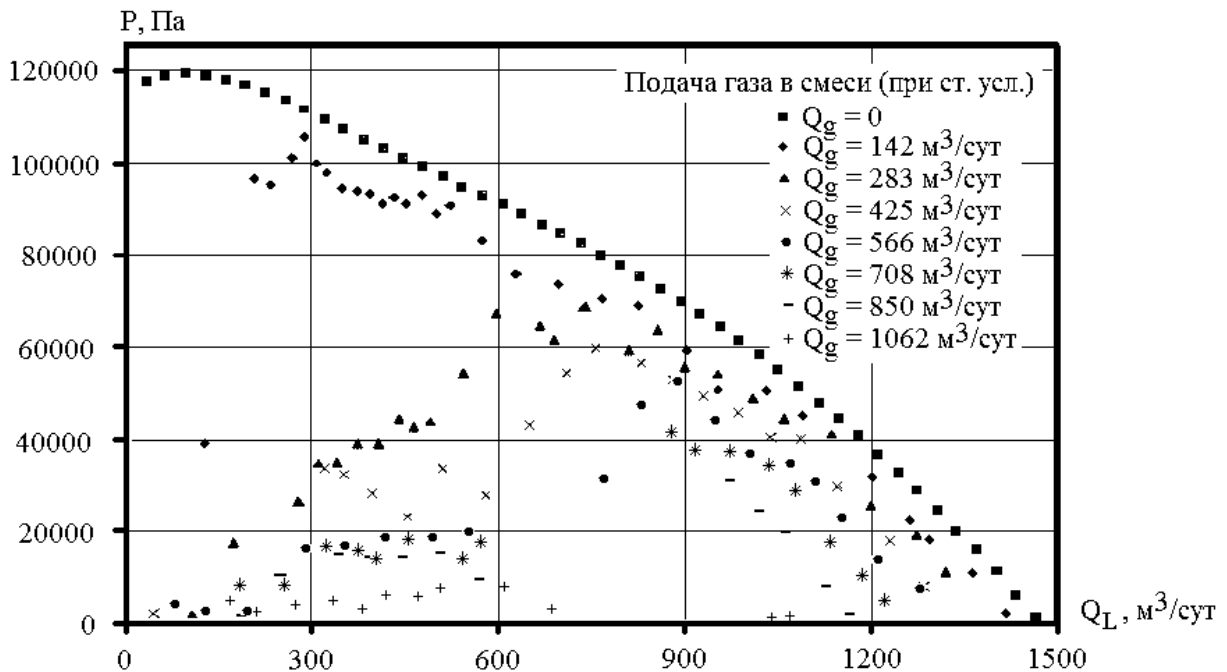


Рис. 11. Экспериментальное снятие расходно-перепадных характеристик при различной подаче газа Q_g на вход насоса марки *Clift GC6100* (условие снятия характеристик: давление на входе в насос $P_{вх} = 0,79$ МПа, температура $T = 310$ К, $Q_g = 0 \dots 1062$ м³/сут)

ВЫВОДЫ

Предложена гипотеза механизма генерирования неустойчивых газовых каверн на выходе из межлопаточного канала центробежного рабочего колеса роторного газосепаратора. Основываясь на экспериментальных данных, было высказано предположение, что устойчивые газовые каверны в проточных каналах центробежного колеса начинают образовываться в области входных кромок лопаток центробежного колеса при условии $r = r_1$ и $\beta = \beta_1$ (см. уравнение (16)). Исходным толчком этому процессу служит условие потери скорости пузырьками газа по всей длине рабочего колеса. Затормозившиеся пузырьки начинают образовывать пузырьковые застойные зоны, которые затем путем коалесценции вырождаются в устойчивую газовую каверну. Механизм генерирования неустойчивых газовых каверн возможен только при условии образования в межлопаточном канале суперкаверны «самовентилируемого» вида.

На основе уравнения баланса сил, действующих на пузырек газа в межлопаточном канале центробежного кавернообразующего колеса, впервые получено феноменологическое вы-

ражение в виде многопараметрической функции

$$\lambda_g = f \left(r_i, \beta_i, a, h, \omega, Q_g, Q_L, \rho_L, \rho_g, \mu_m, \alpha_{gi}, f_t, d_h, \sigma_L \right)$$

для расчета границ перехода газожидкостных структур от «пузырькового» режима течения к «переходному» и от «переходного» режима течения к течению с «устойчивой газовой каверной» (см. уравнение (16));

Проведена модификация уравнения для определения максимального стабильного диаметра пузырька газа в условиях сложной гидродинамической картины переходного режима течения в межлопаточных каналах центробежного кавернообразующего колеса роторного газосепаратора (см. уравнения (4) и (6)).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Duran J., Prado E. M. ESP Stages Air-Water Two-Phase Performance – Modeling and Experimental Data // paper SPE 87627, (2003).
2. Богданов А. А. Погружные центробежные электронасосы. Гостехиздат, 1957.
3. Патент №2027912 РФ, МКИ6 F04 D 13/10. Способ откачивания жидкости скважинным насосом и сепаратор скважинного центробежного насоса /

П. Д. Ляпков [и др.]. № 4915192/29; Заявл. 28.02.91; Опубл. 27.01.1995. Бюл. № 3.

4. **Грянко Л. П., Папира А. Н.** Лопастные насосы. Л. Машиностроение (Ленингр. отд.), 1975. 432 с.

5. **Marquez R.** Modeling Downhole Natural Separation: PhD dissertation. The University of Tulsa, Tulsa, Oklahoma, 2004.

6. Advisory Board Meeting. The University of Tulsa Artificial Lift Projects (TUALP). Houston. Texas. April 2007.

7. Prediction of Air-Water Two-Phase Flow Performance of a Centrifugal Pump Based on One-Dimensional Two-Fluid Model / K. Minemura [et al.] // Journal of Fluids Engineering, Vol. 120 (June 1998).

8. **Sachdeva R., Doty D. R., Schmidt Z.** Performance of Electric Submersible Pumps in Gassy Wells," SPE Production & Facilities (February 1994).

9. **San D.** Modeling Gas-Liquid Head Performance of Electrical Submersible Pumps: PhD dissertation. The University of Tulsa, Tulsa, Oklahoma, 2003.

10. **Beltur R.** Experimental Investigation of Performance of Electrical Submersible Pumps in Two-Phase Flow Condition, MS Thesis. The University of Tulsa (2003).

ОБ АВТОРАХ

Волков Максим Григорьевич, рук. проектн. офиса ООО «РН-УфаНИПИнефть». Дипл. инженер по автоматизации (УГНТУ, 2001). Иссл. в обл. оптимизации процессов добычи нефти и газа.

Михайлов Валерий Германович, проф. каф. основ конструирования механизмов и машин. Дипл. инж.-мех по гидравлич. машинам (УАИ, 1985). Д-р техн. наук по тепл. двигателям (УГАТУ, 1999). Иссл. в обл. газовой динамики двигателей.

Петров Павел Валерьевич, доц. каф. приклад. гидромеханики. Дипл. магистр по технике и технологии (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук по гидравл. машинам и гидропневмоагрегатам (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. систем автоматики летательных аппаратов.