

Расчет и оптимизация параметров струйного насоса с учетом различия свойств жидкостей во взаимодействующих потоках

06, июнь 2015

Калачев В. В.^{1,*}

УДК: 621.694

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

^{*}Vlad.Kalachev@gmail.com

Введение

Наличие твердых нерастворимых материалов (например, грунта, горных пород, отходов производства и т.п.), образующих совместно с жидкостью пассивный поток, оказывает влияние на эжекционный процесс, реализуемый в струйном насосе (СН). Однако при размерах частиц до 150 мкм и значениях объемной концентрации не более 0,2 – 0,25 [6] инерция твердых частиц не оказывает заметного влияния на процесс турбулентного взаимодействия потоков в камере смешения (КС), и пассивный поток можно рассматривать как бы состоящим в целом из некоторой условной жидкости¹ с равномерно распределенными теплофизическими параметрами. В ряде случаев даже при одинаковом химическом составе, но при разной температуре обеих жидкостей, взаимодействующие потоки следует считать разнородными, что обусловлено различием их теплофизических параметров (плотности, вязкости и теплоемкости).

Влияние этих отличий на энергетические показатели СН может быть весьма существенным при совмещении нагнетания жидкости и ее нагрева или охлаждения, то есть при выполнении насосом дополнительной функции контактного теплообменного аппарата.

Тем более, воздействие неоднородности на работу СН усиливается, если одновременно с перекачкой в потоках происходят какие-либо химические процессы: растворение, обменные реакции или нейтрализация, а в реакционном пространстве, образованном КС и диффузором, создается тепловой эффект.

¹ При более высоких концентрациях твердой фазы из-за увеличенной диссипации энергии при движении гидросмеси применение струйных насосов становится нецелесообразным.

Очевидно, что даже при низкой концентрации и тонкой дисперсности² включений использование методик расчета СН, в которых не учитываются отличие в значениях плотности, в частности [3, 4], оптимизируемые параметры будут найдены с неопределяемой дополнительной погрешностью.

Целью данной статьи является разработка алгоритма расчета и оптимизации СН, работающего при различии теплофизических параметров взаимодействующих потоков на основе математической модели рабочего процесса СН, учитывающей влияние не только такого различия, но и воздействие режимных и геометрических факторов, а также возможные кавитационные ограничения.

1. Универсальная энергетическая характеристика струйного насоса

Основу математической модели, которая вне зависимости от свойств активного и пассивного потока описывают работу СН, образуют безразмерные характеристики, связывающие основные энергетические показатели СН: массовый коэффициент смешения $u = M_0/M_1$ (M_0 и M_1 – массовые расходы пассивного и активного потоков) с коэффициентом полезного действия $\eta = f(u)$ [5] и с относительным повышением давления $\bar{\Delta p} = \Delta p_{c-a} / \Delta p_{b-a}$ ($\Delta p_{c-a} = p_c^* - p_a^*$ — повышение полного давления пассивного потока в СН и $\Delta p_{b-a} = p_b^* - p_a^*$ — располагаемый перепад полного давления активного потока).

Использование массового коэффициента смешения u (коэффициента эжекции) вместо, обычно применяемого, объемного коэффициента смешения $q = Q_0/Q_1$ обусловлено тем, что в некоторых случаях объемный расход суммарного потока Q_2 (или объем полученного раствора) оказывается меньшим по сравнению с суммой расходов объемных Q_0 и Q_1 (объемов смешиваемых компонентов). Например, при растворении этилового спирта в воде объем раствора уменьшается на 3,5 %, т. е. реализуется неравенство:

$$Q_0 + Q_1 < Q_2.$$

Безразмерные характеристики, в которых геометрию СН с цилиндрическими КС задает коэффициент площади камеры $m = F_2/F_1$ (F_1 – площадь сопла активного потока; F_2 – площадь КС).

Теорема импульсов, уравнения сохранения энергии и массы позволяют получить универсальное уравнение энергетической характеристики СН

$$\bar{\Delta p} = \frac{\frac{2}{m} \left(\frac{u^2}{m-1} \beta_0 + \bar{r}_{01} \beta_1 \right) - \frac{(1+u)^2}{m^2} \bar{r}_{02} \Sigma - \frac{u^2}{(m-1)^2} (\alpha_0 + \zeta_{Bx})}{(\alpha_1 + \zeta_c) \bar{r}_{01} - \frac{u^2}{(m-1)^2} (\alpha_0 + \zeta_{Bx})}, \quad (1)$$

² Имеющиеся расчетные методики [6, 7], использующие эмпирические коэффициенты, можно считать адекватными и применять только, если проектные геометрические параметры не выходят за пределы диапазона, в котором варьировались эти параметры при проведении опытов.

где

$$\bar{r}_{01} = \rho_0^{t_0} / \rho_1^{t_1}; \bar{r}_{02} = \rho_0^{t_0} / \rho_2; \\ \Sigma = 2\beta_2 - \alpha_2 + \zeta_k + \zeta_d \quad (2)$$

– комплекс гидродинамических коэффициентов, который совместно учитывает влияние на относительное повышение давления, создаваемое СН при неоднородных взаимодействующих потоках, неравномерности распределения скорости на выходе из КС, гидравлических потерь в камере смешения и диффузоре.

Учитывая, что объемные расходы пассивного и активного потоков: $Q_0 = M_0 / \rho_0^{t_0}$ и $Q_1 = M_1 / \rho_1^{t_1}$, объемный коэффициент эжекции связан с массовым коэффициентом смешения соотношением

$$q = u / \bar{r}_{01}. \quad (2)$$

В частном случае при $\bar{r}_{01} = 1$ и $\bar{r}_{02} = 1$ реализуется равенства: коэффициента эжекции и массового коэффициентом смешения $q = u$, относительного повышения давления и коэффициента напора $\bar{\Delta p} = h$, а уравнение (1) переходит в энергетическую характеристику $h = f(q)$ для однородных жидкостей [1], связывающую отношение полезного напора $H_{\Pi} = H_c^* - H_a^*$ и располагаемого напора $H = H_e^* - H_a^*$ (разность полных напоров активного и пассивного потоков на входе СН) с объемным коэффициентом смешения. При этом значения полного давления определяют полные напоры на соответствующих границах насоса.

Характеристика (1) в отличие от аналогичного уравнения [5], учитывает не только неравномерность распределения скоростей в сечениях насоса, но и воздействие на энергообмен термохимических и теплообменных процессов, изменяющих плотность суммарного потока протекающих в проточной части насоса, что снимает ограничения, связанные с проявлением «объемного эффекта».

Если коэффициенты уравнения (1), характеризующие гидравлические потери ζ_c и неравномерность распределения скорости в выходном сечении сопла активного потока α_1 и β_1 практически не изменяются на всех режимах и задаются геометрией сопла, то аналогичные коэффициенты подводимого элемента пассивного потока $\zeta_{\text{вх}}$, α_0 и β_0 , не являются постоянными. Влияние на гидравлические потери в элементах проточной части проявляется в разной степени при взаимодействии гомогенных или гетерогенных разнородных потоков.

Если в суммарном потоке содержатся включения твердой фазы, то коэффициент ζ_d при отношении $\bar{r}_{01} > 1$ интенсивно увеличивается, что объясняется, прежде всего, увеличением диссипации энергии вследствие несовпадения локальных скоростей жидкой и гетерогенной фазы [8].

Снижение энергетической эффективности рабочего процесса СН усиливается, как при увеличении концентрации и плотности твердой фазы, так и с уменьшением размера частиц.

2. Математическая модель рабочего процесса струйного насоса

Для формирования математической модели на основе уравнения характеристики насоса (1) разработан подход, реализующий концепцию использования зависимостей, связывающих непосредственно комплекс Σ с режимными и геометрическими параметрами СН и косвенно учитывающих коэффициенты, не входящие в этот комплекс [1], что обеспечивает не только сокращение применяемых функциональных зависимостей, но и достаточную для практики точность расчета при воздействии на рабочий процесс насоса различных факторов, включая и такие, которые проявляются, как при смешении потоков разнородных жидкостей, так и при их взаимодействии, которое сопровождается химическими превращениями.

Основным методом нахождения их связей с комплексом Σ является статистическое обобщение данных, полученных опытным путем при исследовании энергетических характеристик СН.

Из характеристики СН (1) можно получить уравнение,

$$\Sigma = \frac{m^2}{\bar{r}_{02} \left(1 + \frac{Q_0}{Q_1} \bar{r}_{01} \right)^2} \left\{ \frac{2\bar{r}_{01}}{m} \left[\frac{\beta_0 \bar{r}_{01}}{m-1} \left(\frac{Q_0}{Q_1} \right)^2 + \beta_1 \right] - \left(\frac{Q_0}{Q_1} \bar{r}_{01} \right)^2 \frac{(\alpha_0 + \zeta_{Bx})}{(m-1)^2} - \Delta p_{c-a} \right\}, \quad (3)$$

определяющее комплекс Σ через параметры, измеряемые при проведении испытаний СН, которые включают объемные расходы пассивного и активного потоков, а также перепад полного давления между входом пассивного потока и выходом из насоса.

Учитывая, что точное непосредственное измерение плотности гидросмеси в потоках представляет известные трудности, вполне приемлемо определение этого параметра по значениям плотности ее отдельных составляющих

Плотность пассивного потока кроме плотности гетерогенных (твердых) включений $\rho_l^{t_0}$ и плотности жидкой фазы $\rho_s^{t_0}$ при температуре пассивного потока t_0 определяет объемная концентрация твердых включений C_s

$$\rho_0^{t_0} = \frac{\rho_s^{t_0} C_s + \rho_l^{t_0}}{C_s + 1}.$$

Используя значения плотности пассивного $\rho_0^{t_2}$ и активного $\rho_1^{t_2}$ потоков, приведенных к температуре на выходе из насоса t_2 , можно расчетным путем найти плотность сум-

марного потока (смеси двух жидкостей) ρ_2 , которая без учета «объемного эффекта»³ определяется из уравнения неразрывности потока на границах насоса

$$\rho_2 = \frac{(1+u)\rho_0^{t_2}\rho_1^{t_2}}{\rho_0^{t_2} + u\rho_1^{t_2}}. \quad (4)$$

Если проявляется «объемный эффект», корректирующий коэффициент ω' позволяет найти реальное значение объемного расхода $Q_2 = \omega'(Q_0 + Q_1)$, с учетом которого плотность смеси

$$\rho_2 = \frac{(1+u)\rho_0^{t_2}\rho_1^{t_2}}{\omega'(\rho_0^{t_2} + u\rho_1^{t_2})}. \quad (5)$$

Коэффициент ω' , входящий в соотношение (5) зависит от температуры и концентрации раствора (в частности, при растворении этилового спирта в воде $\omega' = 0,965$).

Из уравнения Рихмана температура смешанного потока на выходе СН

$$t_2 = \frac{uc_0^{A_{0-2}}t_0 + c_1^{A_{1-2}}t_1}{uc_0^{t_{0-2}} + c_1^{t_{1-2}}}.$$

Температуру смеси при наличии теплового эффекта ΔQ , реализующегося в КС определяет уравнение

$$t_2 = \frac{uc_0^{A_{0-2}}t_0 + c_1^{A_{1-2}}t_1 + \Delta Q}{uc_0^{t_2} + c_1^{t_2}}.$$

Несмотря на то, что при вычислении комплекса Σ используются неизменяемые значения коэффициентов гидравлического сопротивления $\zeta_{\text{вх}}$, а также коэффициентов, отражающих состояние поля скоростей на входе в КС α_0 , β_0 и β_1 , полученная величина Σ косвенно учитывает их фактическое изменение на различных режимах работы СН.

Таким образом, связи комплекса Σ с режимными и геометрическими параметрами не только характеризуют гидравлические потери в камере смешения и диффузоре, неравномерность распределения скорости в ее выходном сечении, как это следует из выражения (2), но и гидравлические потери, и влияние неравномерности в подводящих элементах насоса. Эти связи совместно с уравнением (1) образуют единую замкнутую математическую модель, адекватность которой обеспечивается при соблюдении полного геометрического подобия проточной части рассчитываемых СН и насосов, результаты испытаний которых использованы для получения обобщенных зависимостей, определяющих комплекс Σ .

Такая математическая модель позволяет провести не только оптимизацию параметров СН, но и выполнить расчет его характеристики.

³«Объемный эффект» проявляется в том, что общий объем раствора меньше суммы объемов образующих его компонентов.

При этом важным условием получения наивысших энергетических показателей, является регламентированное выполнение элементов проточной части с геометрическими параметрами (устанавливающими форму и соотношение между наиболее важными размерами), назначаемыми в фиксированном диапазоне, который определен на основании опыта проектирования насосов этого типа.

Используя отношение значений комплекса при идентичных режимных параметрах, задаваемых коэффициентом смешения (отношением скоростей потоков на входе в камеру смешения), числом Рейнольдса, найденных из эксперимента при работе на однородных $\bar{\Sigma}$ и разнородных жидкостях Σ , можно определить количественную оценку воздействия различия их свойств на комплекс гидродинамических коэффициентов

$$\Theta_d = \frac{\Sigma}{\bar{\Sigma}}.$$

На основании теории подобия комплекса Σ можно представить как произведение коэффициентов

$$\Sigma = \Sigma^* \Theta_q \Theta_R \Theta_d$$

в котором первые три множителя, включая характерный параметр

$$\Sigma^* = 1 + \zeta_k^* + \zeta_d^*, \quad (6)$$

определяют комплекс гидродинамических коэффициентов $\bar{\Sigma}$ при работе на однородных жидкостях при любых числах Рейнольдса, а первые два – значение комплекса $\hat{\Sigma}$ только в зоне автомодельности по числу Рейнольдса.

Отсюда следует, что коэффициенты Θ_q и Θ_R устанавливают соотношения

$$\Theta_q = \frac{\hat{\Sigma}}{\Sigma^*} \text{ и } \Theta_R = \frac{\bar{\Sigma}}{\hat{\Sigma}},$$

а для их вычисления используется уравнение (3) и режимные параметры, измеренные в последовательных циклах испытаний СН (вначале в области турбулентной автомодельности характеристик, а затем вне этой области).

Анализ показывает, что при обработке характеристик наиболее универсальным является режимный параметр – отношение скоростей пассивного и активного потока на входе в камеру смешения, который для всех насосов независимо от коэффициента m изменяется в пределах характеристики насоса от 0 до 1 и определяется отношением

$$\alpha_v = \frac{v_0}{v_1} = \frac{M_0}{M_1 r_{01} (m-1)} = \frac{Q_0}{Q_1 (m-1)}$$

Значения комплексов $\bar{\Sigma}$ и Σ^* , полученные интерполяцией при равных отношениях α_v , позволяют найти коэффициент Θ_R , а аналогичная методика применительно к комплексам Σ и $\bar{\Sigma}$ – коэффициент Θ_d .

Использование связей коэффициентов Θ_q , Θ_R и Θ_d с наиболее значимыми факторами в виде уравнений регрессии, для получения которых достаточно эффективными является применение статистических методов планирования эксперимента, обеспечивает адекватное определение составляющих комплекса Σ . Составляющие характерного параметра Σ^* (6) определяются при заданной геометрии насоса расчетными соотношениями [1]:

$$\zeta_k^* = \lambda_k / d_2 = \lambda \bar{l}_k; \quad (7)$$

$$\zeta_d^* = \frac{\lambda}{8 \sin \varphi / 2} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + 3,2 \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \sqrt[4]{\operatorname{tg} \varphi / 2} \left(1 - \frac{1}{n} \right)^2, \quad (8)$$

где $n = d_c^2 / d_2^2$ – степень расширения диффузора; d_2 – диаметр КС; d_c – диаметр выходного сечения диффузора (диаметр нагнетательного трубопровода СН); φ – угол раскрытия диффузора (рекомендуемое значение $6 - 8^0$); λ – коэффициент сопротивления трения (рассчитывается в зависимости от числа Рейнольдса суммарного потока на выходе из камеры смешения Re_k).

Обработка и анализ опытных данных показали, что на оптимальных режимах различных насосов коэффициент Θ_q , изменяется весьма незначительно и определяется следующим выражением

$$\Theta_q = 0,95 - 0,0025u / \bar{r}_{01}, \quad (9)$$

Вне зоны оптимума составляющая комплекса Θ_q имеет более сложные связи

$$\Theta_q = b_0 + b_1 \alpha_v + b_2 m + b_{11} \alpha_v^2 + b_{22} m^2 + b_{12} \alpha_v m, \quad (10)$$

коэффициенты которого приведены в таблице 1.

Коэффициент Θ_R , характеризующий влияния масштабных факторов на работу СН, на оптимальных режимах определяет уравнение регрессии

$$\Theta_R = 1 + 0,13 \left(\frac{u}{r_{01}} \right)^{-0,13} \lg \frac{10^6}{Re_c}, \quad (11)$$

в котором используется число Рейнольдса Re_c , выраженное через параметры эжектирующей струи при взаимодействии разнородных потоков

$$Re_c = \frac{d_1 \sqrt{2(p_b^* / \rho_1^{t_1} - p_a^* / \rho_0^{t_0})}}{v_1^{t_1}},$$

где p_a^* , p_b^* – полные давления пассивного и активного потоков; $v_1^{t_1}$ – кинематический коэффициент вязкости активного потока при температуре на входе в сопло струйного насоса t_1 .

Таблица 1. Значения коэффициентов уравнения регрессии

Коэффициенты уравнения регрессии (10)						Интервал
a_0	a_1	a_2	a_{11}	a_{22}	a_{12}	
$2,0 < m < 20,0$						
0,6994	3,8069	-0,05714	-9,3319	0,00907	0,20060	$0 < \alpha_v < 0,1$
0,7183	0,6764	0,00331	-0,4050	0	0,03285	$0,1 < \alpha_v < 0,5$
$20,0 < m < 100$						
-0,5164	12,4237	-0,00584	23,3597	0	0,02367	$0 < \alpha_v < 0,1$
-1,0965	11,2245	0,00870	-23,587	0	,00413	$0,1 < \alpha_v < 0,5$

Использование числа Рейнольдса, определяемого параметрами суммарного потока на выходе из камеры смешения

$$Re_k = \frac{4M_2}{\pi d_2 \rho_2 v_2},$$

также позволяет учесть изменение комплекса гидродинамических коэффициентов при работе вне зоны турбулентной автомодельности. При этом вязкость суммарного потока $v_2 = \mu_2 / \rho_2$ определяется не только температурой, но и концентрацией раствора.

Если при температуре потока на выходе t_2 известны значения коэффициентов динамической вязкости входящих в него компонентов $\mu_0^{t_2}$ и $\mu_1^{t_2}$, то для приближенного расчета вязкости раствора (смеси) можно использовать выражение

$$\mu_2 = \frac{u\mu_0^{t_2} + \mu_1^{t_2}}{u + 1}.$$

Число Re_k , зависящее от расхода суммарного потока, является переменным параметром насоса, поэтому на режимах (вне оптимума) для вычисления используется связи коэффициента Θ_R и этого фактора после перехода к натуральным переменным и преобразования имеют вид

$$\left. \begin{aligned} \Theta_R &= 22,35 Re_k^{-0,341} \alpha_v^{-0,0457} m^{-0,0279} \quad (Re_k \leq 3000) \\ \Theta_R &= 7,563 (\lg Re_k)^{-1,12} \alpha_v^{-0,015} m^{-0,0281} \quad (10^3 < Re_k \leq 10^6) \\ \Theta_R &= 1,0 \quad (Re_k > 10^6) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Число Рейнольдса суммарного потока Re_k и число Re_c по параметрам сопла связаны между собой

$$Re_k = Re_c \frac{(1+u)v_1^{\bar{t}_1} \bar{r}_{12}}{v_2 \sqrt{m}},$$

Также, как и на гидравлические потери в КС и диффузоре, на комплекс Σ и, следовательно, на величину коэффициента Θ_d оказывает влияние фазовый состав суммарного потока. Предположение о том, что гидравлические потери в камере смешения и диффузоре

СН изменяются пропорционально отношению плотности чистой жидкости и плотности суммарного потока, содержащего разнородные компоненты, образуемые несмешивающимися жидкостями или включениями твердой фазы [8], позволяет получить приближенное расчетное соотношение для составляющей Θ_d

$$\Theta_d = \frac{\rho_1^{t_2} + \rho_2(\zeta_k^* + \zeta_d^*)}{\rho_1^{t_2} \Sigma^*}, \quad (13)$$

в котором коэффициенты гидравлического сопротивления ζ_k^* и ζ_d^* определяют выражения (7) и (8), а плотность суммарного потока (гидросмеси) – одно из соотношений (4) или (5).

Если поток имеет твердые включения, а его скорость превышает критическое значение, то величина таких потерь возрастает прямо пропорционально отношению плотности гидросмеси и плотности жидкой фазы [8]. Подобное изменение происходит, как с потерями на трение, так и гидравлическими потерями в местных сопротивлениях.

Кроме относительного повышения давления энергетическую эффективность рабочего процесса характеризует коэффициент полезного действия струйного насоса, который в безразмерном виде определяет отношение

$$\eta = \frac{u[\bar{r}_{02} \bar{\Delta p} + \bar{p}_a (\bar{r}_{02} - 1)]}{r_{01} [1 - \bar{r}_{12} \bar{\Delta p} - \bar{p}_a (\bar{r}_{12} - 1)]},$$

где

$$\bar{p}_a = p_a^* / (p_b^* - p_a^*) = 1 / (p_b^* / p_a^* - 1) \quad ; \quad \bar{r}_{12} = \rho_2 / \rho_1^{t_1}.$$

3. Расчетные задачи и методы их решения

Полученная математическая модель рабочего процесса СН при взаимодействии разнородных жидкостей, позволяет получить решение трех главных расчетных задач:

- построение огибающей энергетических характеристик, определяющей предельно возможные энергетические показатели $\bar{\Delta p}_{max}$ и η_{max} в зависимости от коэффициента массового смешения u и соответствующее им оптимальное соотношение между площадями камеры смешения и сопла m_{opt} .
- расчет конкретного СН на заданные условия работы, основанный на оптимизации рабочих параметров;
- построение индивидуальной энергетической характеристики СН в заданном диапазоне переменных режимов.

Расчет огибающей характеристик, образуемой совокупностью оптимальных режимов, производят путем вычисления $\bar{\Delta p}_{max}$ для дискретного ряда коэффициентов смешения u при заданных геометрических параметрах СН. При этом для расчета составляющих комплекса Σ : коэффициентов Θ_q и Θ_R применяются выражения (9) и (11), относящиеся к

оптимальным режимам, а для коэффициента Θ_d – соотношение (13) с учетом конечного фазного состава суммарного потока.

В результате расчета СН на заданные условия, который производится с учетом кавитационных ограничений и числа Рейнольдса, реализующегося на оптимальном режиме, определяются параметры потоков на границах насоса, а также параметры, задающие геометрию проточной части насоса: оптимальное соотношение между размерами КС и сопла (коэффициент площади камеры m) и степень расширения диффузора n .

Для такой оптимизации должны быть известны параметры пассивного потока, в том числе его массовый расход u_0 , давление всасывания и нагнетания, определяющие повышение полного давления пассивного потока в СН, а среди параметров активного потока достаточно, чтобы был задан массовый расход этого потока u_1 или его полное давление p_b^* , так как при одновременном задании этих параметров расчет СН может быть не выполнимым. Кроме того, должен быть задано условия сопряжения СН и гидравлической системы (диаметр нагнетательного трубопровода d_c).

Следовательно, исходные данные, определяя перед расчетом коэффициент эжекции, относительное повышение давления или одновременно оба этих параметра, соответствуют трем основным типам проектных задач, при решении которых вначале производится безусловная оптимизация, а при наличии ограничений по условиям всасывания окончательно параметры СН находят расчетом, выполняемым с учетом требования бескавитационной работы насоса.

Такие ограничения могут быть установлены на основании коэффициента кавитации Подвидза–Кирилловского [3], которое позволяет получить зависимость для критического массового коэффициента смешения

$$u_{кр} = (m-1)\bar{r}_{01} \sqrt{\frac{(p_a^* - p_{нп})}{\kappa \Delta p_{b-a}}} = (m-1)\bar{r}_{01} \sqrt{\frac{\Delta p (p_a^* - p_{нп})}{\kappa \Delta p_{c-a}}}, \quad (14)$$

устанавливающую его связь с располагаемым перепадом давления Δp_{b-a} или относительным повышением давления $\bar{\Delta p}$.

При расчете $u_{кр}$ насоса, перекачивающего гидросмесь, можно сначала использовать зависимость (14) при числе кавитации $\kappa = 1,3$ для чистых жидкостей [3], а затем скорректировать (уменьшить) на 10 – 12% его полученное значение [6].

При бескавитационной работе, заданный или полученный при оптимизации, коэффициент смешения не должен превышать его критическое значение $u_{кр}$, определяемый выражением (14).

Безусловную оптимизацию СН обеспечивает система нелинейных уравнений, в которую входят уравнение (1), расчетные зависимости для плотности суммарного потока и комплекса Σ , относящиеся к оптимальным режимам, а также соотношения, определяющие степень расширения диффузора через проектные параметры насоса при заданном сечении нагнетательного трубопровода [2]

$$n = \frac{F_c u}{M_0 m} \sqrt{\frac{2\rho_0^{t_0} \Delta p_{c-a}}{\Delta p \left[(\alpha_1 + \zeta_c) \bar{r}_{01} - (\alpha_0 + \zeta_{ax}) \frac{u^2}{(m-1)^2} \right]}} = F_{II} \frac{\sqrt{2\rho_0^{t_0} \Delta p_{c-a}}}{M_0} \frac{\mu_c u}{m \sqrt{\Delta p}},$$

и число Рейнольдса

$$Re_c = \frac{4M_0 \sqrt{mn_{II}}}{\pi d_c \nu_1^{t_1} u \rho_1^{t_1}},$$

где

$$\mu_c = \frac{1}{\sqrt{\left[(\alpha_1 + \zeta_c) \bar{r}_{01} - (\alpha_0 + \zeta_{ax}) \frac{u^2}{(m-1)^2} \right]}}.$$

Алгоритм ее решения при заданном коэффициенте смешения включает многоуровневые итерации по числу Re_c и параметрам СН n и m .

Таким образом, при первом и третьем типе задания находят предельно возможное относительное повышение давления $\bar{\Delta p}_{max}$, а при втором – максимальный коэффициент смешения u_{max} и соответствующие им параметры m , n и Re_c .

При оптимизации СН уровень ограничения по условиям всасывания устанавливает относительный кавитационный запас

$$s_a = \frac{\Delta p_a}{p_c^* - p_a^*} = \frac{p_a^* - p_{нп}}{p_c^* - p_a^*},$$

который представляет отношение абсолютного кавитационного запаса к повышению полного давления пассивного потока в насосе. Используя число кавитации κ , этот параметр можно представить в виде

$$s_a = \kappa \frac{u^2}{\Delta p r_{01} (m-1)^2}$$

и получить уравнение, которое обеспечивает расчет параметров СН при заданном массовом коэффициенте смешения в условиях кавитационных ограничений

$$\frac{\frac{2}{m} \left(\frac{u_*^2}{m-1} + \bar{r}_{01} \right) - \frac{(1+u_*)^2}{m^2} \bar{r}_{02} \Sigma - \frac{u_*^2}{(m-1)^2} (1+\zeta_{ax})}{(1+\zeta_c) \bar{r}_{01} - \frac{u_*^2}{(m-1)^2} (1+\zeta_{ax})} - \kappa \frac{u_*^2}{s_a \bar{r}_{01} (m-1)^2} = 0, \quad (15)$$

Если известны давления на границах СН, которые задают относительное повышение давления $\bar{\Delta p}$, то оптимальные параметры в этих условиях определяются также из преобразованного уравнения (1)

$$\frac{2}{m} \left[\frac{s_a \bar{\Delta p}_* \bar{r}_{01} (m-1)}{\kappa} + 1 \right] - \frac{\left[1 + (m-1) \bar{r}_{02} \sqrt{\frac{s_a \bar{\Delta p}_* \bar{r}_{01}}{\kappa}} \right]^2}{m^2} \Sigma - \frac{s_a \bar{\Delta p}_* \bar{r}_{01} (1 + \zeta_{\text{BX}})}{\kappa} - \bar{\Delta p}_* = 0, \quad (16)$$

$$1 + \zeta_c - \frac{s_a \bar{\Delta p}_* \bar{r}_{01} (1 + \zeta_{\text{BX}})}{\kappa}$$

При ограниченной оптимизации в системе уравнений вместо характеристики (1), если исходными данными задан коэффициент смешения, используются уравнение (15), а, если из них известно относительное повышение давления, то применяют уравнение (16). При этом расчет составляющих комплекса Θ_q и Θ_R производится по соотношениям (10) и (12).

Эти же соотношения используются и для вычисления комплекса Σ при расчете по уравнению (1) режимов безразмерных энергетических характеристик СН, образующих зависимости $\bar{\Delta p} = f(u)$ и $\eta = f(u)$, для определенного насоса, геометрия которого задана коэффициентом площади камеры смешения m , степенью расширения диффузора n и углом его раскрытия φ , при фиксированном числе Рейнольдса Re_c .

Заключение. Результаты исследования влияние различия свойств жидкостей на энергетические показатели струйного насоса.

Результаты численного эксперимента, полученные при использовании предложенной математической модели рабочего процесса СН, позволяют проследить влияние различия свойств жидкостей на энергетические показатели струйного насоса.

Расчеты трех огибающих семейств характеристик струйных насосов, выполненные с помощью рассмотренной методики, при одинаковых числах Рейнольдса $Re_c = 5 \cdot 10^5$, но для различных комбинаций жидкостей: активный поток – этиловый спирт, пассивный поток – вода ($\bar{r}_{01} = 1,366$); оба потока – вода ($\bar{r}_{01} = 1$); активный поток – вода, а пассивный поток – спирт ($\bar{r}_{01} = 0,731$) показывают, что наибольшее влияние различие свойств жидкостей оказывают на энергетические показатели струйных насосов, у которых оптимальные коэффициенты смешения u_{opt} находятся в пределах от 0,5 до 10.

Огибающая характеристик насосов, активный поток которых имеет меньшую плотность, чем плотность пассивного потока $\bar{r}_{01} > 1$, обеспечивает большие величины относительного повышения давления $\bar{\Delta p}_{\text{max}}$.

Если рассматривать зависимость этого параметра от объемного коэффициента смешения $\bar{\Delta p}_{\text{max}} = f(q)$ [5], то, наоборот, насосы с большей плотностью активного потока при $\bar{r}_{01} < 1$ имеют более высокие напорные качества, а их оптимальные режимы насосов реализуются при меньших значениях коэффициента площади камеры смешения m_{opt} .

Вместе с этим при отношении плотностей $\bar{r}_{01} > 1$ увеличение отношения полных давлений активного и пассивного потоков p_b^*/p_a^* , уменьшая величину \bar{p}_a , снижает почти прямо пропорционально значения максимально достижимого к. п. д. η_{\max} , а при отношении $\bar{r}_{01} < 1$ наблюдается противоположное воздействие на этот показатель энергетической эффективности. Это позволяет сделать вывод, имеющий практическое значение. Если из технологических соображений требуется совмещение процессов перекачки и получения растворов, то с целью получения более высоких значений к. п. д. насоса выбор для использования в качестве активного потока одной из смешиваемых жидкостей следует производить с учетом параметра \bar{p}_a и соотношения между давлениями p_b^*/p_a^* , влияние величины которого можно видеть на рис. 1.

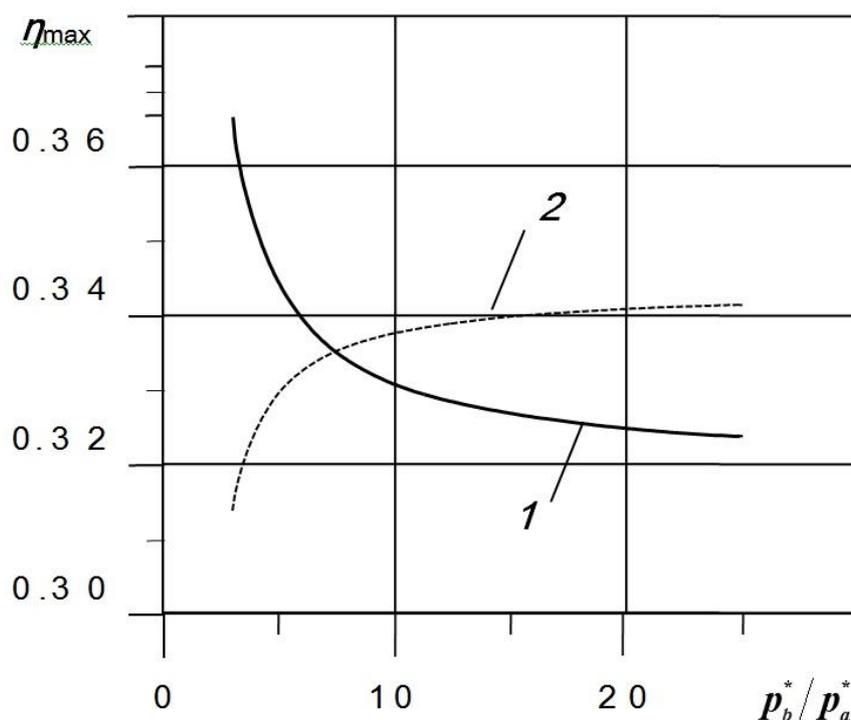


Рис. 1. Влияние отношения p_b^*/p_a^* на к. п. д. СН($m = 4$; $u_{\text{opt}} = 0,945$), работающего на разнородных жидкостях: 1 – $\bar{r}_{01} = 1,4$; 2 – $\bar{r}_{01} = 0,788$

Наибольшая интенсивность изменение максимальных значений к. п. д. η_{\max} реализуется до значений $p_b^*/p_a^* < 15$, а при $p_b^*/p_a^* > 20$ прослеживается тенденция к стабилизации η_{\max} . Однако положение экстремума каждой отдельной характеристики $\eta = f(u)$ различных насосов, определяемое оптимальным значением коэффициента смешения u_{opt} , практически не зависит от величины отношения p_b^*/p_a^* .

Различие в плотности взаимодействующих потоков определяет также напорные качества струйного насоса, которые отражает энергетическая характеристика $\bar{\Delta p} = f(u)$. Если плотность пассивного потока превосходит плотность активного потока и $\bar{r}_{01} > 1$, то при равных коэффициентах смешения СН создает большее повышение давления перекачиваемого потока по сравнению с тем, когда это соотношение $\bar{r}_{01} < 1$.

В предположении, что используемая математическая модель рабочего процесса, адекватность которой подтверждает удовлетворительное совпадение, рассчитанной при $Re_c = 5 \cdot 10^5$ и $\bar{r}_{01} = 1$, характеристики СН с геометрическими параметрами: $m = 4$; $n = 6,25$ и опытных данных, сохраняет приемлемую точность и при расчетах, когда взаимодействуют разнородные потоки, можно оценить относительную ошибку определения оптимальных энергетических показателей СН, производимую для жидкостей с отношением $\bar{r}_{01} \neq 1$, но без учета отличия теплофизических свойств активного и пассивного потоков.

Анализ показывает (рис. 2), что относительная ошибка определения оптимальных энергетических показателей СН прогрессивно увеличивается, как с ростом, так и при уменьшении значений \bar{r}_{01} .

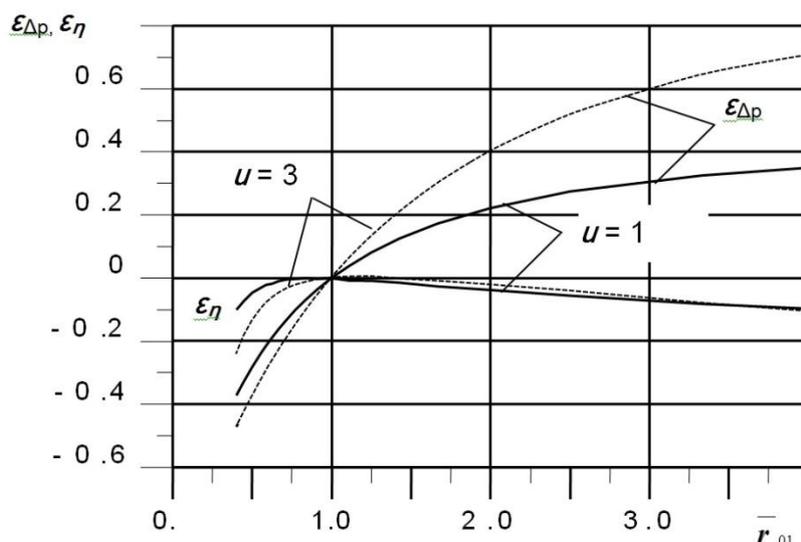


Рис. 2. Относительная ошибка расчета оптимальных энергетических показателей струйного насоса (при $\bar{r}_{01} \neq 1$ и $p_b^*/p_a^* = 10$), выполненная без учета различия свойств жидкости активного и пассивного потоков

Аналогичное воздействие на погрешность оптимизации, вне зависимости от отношения \bar{r}_{01} , оказывает повышение коэффициента массового смешения, поэтому различие в плотности потоков может оказать заметное влияние на результаты расчетов низконапорных насосов.

При этом погрешность расчета относительного повышения давления $\overline{\Delta p}_{max}$, характеризующего напорные качества насоса, значительно превосходит погрешность вычисления максимального к. п. д. η_{max} , что показывает взаимное расположение кривых функций $\varepsilon_{\Delta p} = f(\overline{r}_{01})$ и $\varepsilon_{\eta} = f(\overline{r}_{01})$. Отсюда следует, что оптимизацию параметров СН можно производить без учета различия свойств жидкости в обоих потоках, если связанная с этим дополнительная ошибка не превосходит значительно погрешности используемого для этого метода, что обеспечивается, когда отношении плотностей \overline{r}_{01} находится в пределах от 0,9 до 1,1.

Однако при расчете переменных режимов работы насоса следует учитывать, интенсивно увеличивающееся, расхождение между реальными и расчетными параметрами характеристики, реализующееся по мере роста коэффициента смешения u и различия в плотности жидкости, что обуславливает более узкий диапазон значений $0,95 < \overline{r}_{01} < 1,05$; в котором допускается использование для этого упрощенной методики, предназначенной для СН с однородными взаимодействующими потоками [1].

Но и в указанных диапазонах отношения \overline{r}_{01} при выборе расчетной методики следует иметь в виду, что использование постоянных коэффициентов [3, 6, 7], характеризующих гидравлические потери в элементах проточной части без учета их зависимости от геометрических параметров насоса и режимов его работы, может приводить к получению неадекватных результатов.

Так как для воды при температурах от 0 до 100⁰С реализуются величины отношения плотностей \overline{r}_{01} от 0,958 до 1,044, оптимизация и расчет параметров СН (смесителей), в которых оба взаимодействующих потока – вода, имеющая разную температуру, может выполняться по методикам для однородных жидкостей [2, 3, 4, 6].

Список литературы

1. Калачев В.В., Подвидз Л.Г. Рабочий процесс струйных насосов на переменных режимах // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1988. № 12. С. 41- 45.
2. Калачев В.В., Подвидз Л.Г. Унифицированный метод оптимизации параметров струйных насосов // Новое в отечественном и зарубежном насосо – и компрессоростроении: Мат. международной научн. – практ. конф. М.: Московск. учебн. и научн. центр хим. промышленности. 1993. С. 107 – 108.
3. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчет струйных насосов и установок // Научн. труды ВНИИГидромашиностроения. / ВНИИГидромаш. 1968. Вып. XXXVIII. С. 44 – 95.
4. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Рабочий процесс и основы расчета струйных насосов // Научн. труды ВНИИГидромашиностроения. / ВНИИГидромаш. 1963. Вып. XXVI. С. 96 – 136.

5. Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л. Расчет оптимального струйного насоса для работы на разнородных и однородных жидкостях / Труды ВИГМ. 1963. вып. 32. С. 114 – 128.
6. Лямаев Б.Ф. Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение. 1988. 256 с.
7. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. 3-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат. 1989. 352 с.
8. Юфин А.П. Гидромеханизация. 2-е издание, перераб. и доп. М: Стройиздат. 1974. 223 с.