

РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ МУЛЬТИФАЗНОГО ТРАНСПОРТА НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ НАСОСНО-ЭЖЕКТОРНЫХ СИСТЕМ

Сабиров Искандер Илхамович, Кемалов Руслан Алимович

*Kazan Federal University, Kremlyovskaya str, 18, 420008, Kazan, Russian
Federation*

Keywords: степень извлечения нефти и газа, утилизация попутного нефтяного газа при помощи насосно-эжекторной установки, утилизация попутного нефтяного газа при помощи насосно-компрессорной установки

ВВЕДЕНИЕ

Проблема увеличения степени извлечения нефти и газа из недр и интенсификации их добычи является очень актуальной задачей, особенно на сегодняшний день, когда значительно увеличивается фонд простаивающих эксплуатационных скважин, происходит коммерциализация научных учреждений нефтяного комплекса и существенно снижается доля фундаментальных научных исследований вследствие практически полного прекращения их финансирования.

Для современного периода развития нефтяной промышленности Российской Федерации характерна неблагоприятная геолого-технологическая структура запасов нефти, в которой доля традиционных (технологически освоенных) запасов составляет лишь 35% [3]. В то же время на долю трудноизвлекаемых запасов нефти (низкопроницаемые пласты, остаточные запасы, глубокопогруженные горизонты, высоковязкие нефти, подгазовые зоны) приходится 2/3 или 65% [8]. Поэтому все больше возрастает значимость технологий, способных эффективно вести добычу нефти в осложнённых условиях при использовании погружных насосных и

насосно-эжекторных систем, что и является основной целью данной работы. Поставленная цель достигается путем тщательного исследования и обобщения литературных источников.

Осложнения при эксплуатации нефтяных месторождений являются актуальной проблемой для нефтяников и обусловлены они, как правило, различными факторами эксплуатации добывающих и нагнетательных скважин. Во-первых, они связаны со сложным физико-геологическим строением: залежи месторождений с низкой проницаемостью и неоднородностью коллекторов, низким пластовым давлением, большой глубиной залегания продуктивных пластов, проявлением капиллярных сил, которые препятствуют вытеснению нефти из части пор микронеоднородной пористой среды и др. Во-вторых, это существенное падение, часто полное прекращение отбора нефти из добывающих скважин или закачки воды в нагнетательные скважины, связанное с накоплением загрязнителей на основных фильтрационных полях и ухудшением фильтрационных характеристик призабойных зон скважин в процессе эксплуатации. Сюда же следует отнести сложности обеспечения закачки воды при переводе скважин из фонда добывающих в нагнетательные /4/. В-третьих, это высокая обводнённость добываемой продукции из скважин, часто обусловленная лишь прорывом воды по высокопроницаемому интервалу пласта или пропластку, но приводящая к остановке скважин из-за нерентабельности их дальнейшей эксплуатации, неблагоприятное соотношение подвижностей вытесняющей и вытесняемой жидкостей.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Насосно-эжекторные установки широко используют в технологических системах при добыче нефти и газа, при бурении и ремонте скважин, а также при реализации энергосберегающих технологий, включая утилизацию низконапорного газа и способы водогазового воздействия на продуктивные пласты. На стадии проектирования и внедрения нового оборудования доводка насосно-эжекторной установки на экспериментальных стендах или в промысловых условиях представляет сложную и дорогостоящую исследовательскую работу. Насосное оборудование такого типа отличается многообразием схем подключения к технологическим системам, при этом естественные или технологически обоснованные изменения условий эксплуатации могут приводить к существенным отклонениям от оптимальных режимов работы.

В ходе проектирования и подбора оборудования возрастает роль математических моделей и методик, позволяющих решать прямые и обратные гидродинамические задачи и прогнозировать изменение характеристик насосов. Наибольший практический интерес представляют

модели, открывающие новые возможности для более глубокого изучения рабочих процессов в насосах, с возможностями создания быстродействующих программ и систем для работы в режиме реального времени, с перспективой введения функций самообучения /6/.

Особенности работы насосного оборудования, при перекачке газожидкостных смесей, изучаются преимущественно путем выполнения сложных физических экспериментов. При этом некоторые условия работы насосов трудно или даже невозможно смоделировать на стенде /5/. Остаются пока малоизученными взаимосвязи рабочих процессов и определяющих геометрических размеров рабочих камер эжектора и многоступенчатого центробежного насоса, работающих в единой системе. Многоступенчатые лопастные насосы в нашей стране давно уже стали доминирующим оборудованием при добыче нефти, и их доля в объеме добычи постоянно увеличивается. Именно поэтому, разработка методологических основ конструирования насосно-эжекторных установок представляется актуальной.

Проанализированы условия работы эжектора в режиме струйного насоса, жидкоструйного компрессора и мультифазного насоса. Решению прямых и обратных гидродинамических задач в теории струйных насосов посвятили свои работы Л.Д. Берман, Н.М. Зингер, зарубежные авторы Х.Л. Петри, П.М. Вильсон, Э.Э. Сمارт и другие /7/. Результаты разработки и исследований скважинных струйных насосов представили в работах И.Т. Мищенко, Р.С. Яремийчук, Ю.А. Цепляев, А.Н. Дроздов, и другие. Вопросы создания и исследования жидкостно-струйных компрессоров рассмотрели в своих работах Ю.Н. Васильев, Е.П. Гладков, Е.К. Спиридонов, зарубежные авторы Р.Г. Каннингэм, Р.Ж. Допкин. Сопла и дифференциальные эжекторы с распределенным по длине подводом активной среды исследовал Ю.К. Аркадов. При активной реализации программ физических экспериментов

можно отметить малочисленность работ в области математического моделирования жидкоструйного эжектора при перекачке газожидкостных смесей /2/.

Особенности течения жидкостей и газов в гидравлических системах и в элементах струйной техники и пневмоники, описали в своих работах Г.К.Абрамович, А.Д. Альтшуль, А.В. Рехтен, и другие авторы. При анализе различных рабочих процессов отмечено, что рециркуляция жидкости в струйных элементах типа «сопло - приемный канал» имеет сходство с рециркуляцией в лопастном насосе /2/. Подобная аналогия может быть использована при разработке алгоритмов для лопастных машин.

При решении классических обратных задач в теории центробежных насосов А.И. Степанов, С.С. Руднев опирались на уравнение моментов количества движения (второе уравнение Эйлера). Решение прямой задачи А.И. Степанов связал с расчетом напорной характеристики идеализированного насоса и потерь напора в элементах насоса. Однако на основе второго уравнения Эйлера пока не найдено приемлемое решение классической прямой задачи А.И. Степанова для центробежного насоса. Малоизученными остаются процессы рециркуляции жидкости на входе и выходе рабочего колеса насоса. В своих работах А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко, В.С. Костышин, А.С. Шапиро, А.А. Жарковский применительно к насосам выделяют вопросы о турбулентности и вихревых процессах, как наиболее сложные для математического описания. Разнообразием решаемых задач и сложностью рабочих процессов объясняется существование и постоянное пополнение множества различных методик, отличающихся по точности расчетов и по быстрдействию компьютерных программ.

Наряду с центробежными насосами сейчас широко используют гибридные насосы (центробежно-вихревые, центробежно-осевые, шнековые многоступенчатые насосы). Появление гибридных насосов делает актуальными работы по усовершенствованию отдельных методик расчета.

Подбор насосного оборудования в основном ведут с использованием теории подобия и на основе напорной характеристики насоса, полученной в ходе физических экспериментов при перекачке воды. При этом в каталогах производителей фактически не рассматривается информация о геометрических размерах каналов проточной части насоса. Но рабочие процессы в насосе во многих случаях зависят от абсолютных значений геометрических параметров, в частности это связано с вопросами перекачки газожидкостных смесей. Становится актуальным вопрос о разработке усовершенствованных методик и быстродействующих компьютерных программ для моделирования и подбора насоса с учетом геометрии его проточной части, с возможностями для работы в режиме реального времени.

По терминологии Ю.Л. Кирилловского, для эжектора, работающего в режиме струйного насоса, решение задач привязано к определению относительного расхода - $q = Q_1/Q_0$, относительного напора - $h = (P_4 - P_1) / (P_0 - P_1)$ и интегрального параметра КПД - $\eta = q \cdot h / (1 - h)$, где Q_0 – объемный расход рабочей среды; Q_1 – объемный расход перекачиваемой среды; P_4 - давление смеси на выходе диффузора; P_1 - давление перекачиваемой среды на входе в струйный аппарат; P_0 - давление рабочей среды на входе в сопло. С учетом геометрического и гидродинамического подобия струйных аппаратов предлагается использовать в расчетах критерий гидродинамического подобия – $a = (d_3/d_0)^2/\varepsilon$, где d_3 - диаметр цилиндрической камеры смешения; d_0 - диаметр выходного отверстия сопла; ε - коэффициент сжатия струи на выходе сопла, зависящий от геометрии

проточной части сопла. Для общего случая, когда коэффициенты Кориолиса и Буссинеска могут принимать значения больше единицы, предложены формулы для расчета основных параметров:

$$h = ((a-1-q)*(a-1+2*(a-1)^2+q) - (\xi_{23} + \xi_3 - \delta_3)*(q+1)^2*(a-1)^2 - \quad (1)$$

$$- \xi_2*q^2*a^2 + 2*\delta_0*a*(a-1)^2 - \delta_2*q^2*a*(a+2))/$$

$$/(a^2*((1+3*\delta_0+\xi_0)*(a-1)^2 - (1+3*\delta_2 + \xi_2)*q^2))$$

$$\xi_{23} = 0,005+q/(13,48*(a-1)-3,41)+\xi_{23} \quad (2)$$

$$\xi_3 = 0,125+q/(5,6*(a-1)-1,14)+\delta_3 \quad (3)$$

$$P_0 = 8*Q_0^2 * \rho*(1+3*\delta_0+\xi_0 - q^2 *(1+3*\delta_2 + \xi_2)/(a-1)^2)/(\epsilon*3,14*d_0^2)^2+P_1 \quad (4)$$

Здесь ξ_{23} , ξ_{23} - коэффициенты гидравлического сопротивления трения камеры смещения; ξ_0 , ξ_2 , ξ_3 - это коэффициенты гидравлического сопротивления сопла, входного участка камеры смещения и диффузора; δ_0 , δ_2 , δ_3 - коэффициенты неравномерности эпюр скоростей потоков на входе и выходе камеры смещения. Физическими и численными экспериментами показано, что коэффициент Кориолиса и соответственно параметр δ_0 может быть использован в качестве параметра регулирования.

Для эжектора, работающего в режиме жидкоструйного компрессора, с учетом рекомендаций К.Г. Донца, при определении относительного расхода учтена температура рабочей T_0 и перекачиваемой T_1 среды: $q = Q_1 / Q_0 * T_0 / T_1$. Для расчета безразмерной напорной характеристики принято использовать математические модели:

$$h = h_0 (1 - q*(1 - k_3)/(a-1)/k_1 /k_2) \quad (5)$$

для условий $0 \leq q \leq (a-1) \cdot k_1 \cdot k_2$

$$h = h_0 \cdot k_3 \cdot (1 - q / ((a-1) / k_1)) / (1 - k_2) \quad (6)$$

для условий $(a-1) \cdot k_1 \cdot k_2 \leq q \leq (a-1) \cdot k_1$

Для расчета максимального относительного напора h_0 использована преобразованная формула (1):

$$h_0 = (2 \cdot a - 1 + 2 \cdot \delta_0 \cdot a - \xi_2^3 - \xi_3) / a^2 / (1 + 3 \cdot \delta_0 + \xi_0) \quad (7)$$

Предлагаются зависимости для учета влияния начального давления газа P_1 (через коэффициенты k_2 , k_3) и длины камеры смешения L_3 через функцию $\xi = \xi(L_3)$:

$$k_1 = \xi \quad (8)$$

$$k_2 = 0,8 \cdot (P_0 / P_1 - 1) / (P_0 / P_1) \quad (9)$$

$$k_3 = 0,8 \cdot (P_0 / P_1 - 1) / (P_0 / P_1 + 2) \quad (10)$$

Интегральный параметр КПД для жидкоструйного компрессора:

$$\eta = q \cdot \ln(P_4 / P_1) / (P_0 / P_1 - 1) / (1 - h) \quad (11)$$

Если у насоса сечения входа и выхода расположены на одном уровне, тогда стандартную формулу для напора насоса записывают через начальные и конечные параметры $H = (P_K - P_H) / (\rho \cdot g) + (c_{K2}^2 - c_{H2}^2) / (2 \cdot \rho \cdot g)$, где P_K , P_H - давление на выходе и на входе в насос; c_K , c_H - скорость жидкой среды на выходе и на входе в насос; ρ - плотность жидкой среды; g - ускорение свободного падения. В полости рабочего колеса, ограниченной на входе и на выходе диаметрами D_1 и D_2 , реализуется лопастной рабочий процесс, обеспечивающий напор, который по второму уравнению Эйлера можно

представить как сумму статической и скоростной составляющей: НСТ и НСК. Рециркуляция жидкости на входе рабочего колеса, как рабочий вихревой процесс, обеспечивающий повышение напора насоса на величину h_1 . Рециркуляция жидкости на выходе рабочего колеса, как рабочий вихревой процесс, обеспечивающий повышение напора насоса на величину h_2 . Согласно разработанной модели, с учетом гидравлических потерь на удар - h_{23} и на трение - h_{HK} , для расчета напора насоса предложены следующие соотношения:

$$H = (h_1 + НСТ + НСК + h_2) - h_{23} - h_{HK} \quad (12)$$

$$НСТ = (u_2^2 - u_1^2)/(2 \cdot g) - \quad (13)$$

$$- Q^2/(2 \cdot g) \cdot (1/(D_2 \cdot b_2 \cdot \sin^2 \alpha_2)^2 - 1/(D_1 \cdot b_1 \cdot \sin^2 \alpha_1)^2)$$

$$НСК = (u_2^2 - u_1^2)/(2 \cdot g) - \quad (14)$$

$$- u_2 \cdot Q \cdot \operatorname{ctg} \alpha_2 / (g \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \sin \alpha_2) + u_1 \cdot Q \cdot \operatorname{ctg} \alpha_1 / (g \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \sin \alpha_1) +$$

$$+ Q^2/(2 \cdot g) \cdot (1/(D_2 \cdot b_2 \cdot \sin \alpha_2)^2 - 1/(D_1 \cdot b_1 \cdot \sin \alpha_1)^2)$$

$$h_1 = 1 \cdot u_1^2/(2 \cdot g) \cdot (1 - Q / Q_{1-\max})^{n_1} \quad (15)$$

$$h_2 = 2 \cdot u_2^2/(2 \cdot g) \cdot (1 - Q / Q_{2-\max})^{n_2} \quad (16)$$

Здесь u_1 , u_2 – скорость переносного движения на входе и выходе рабочего колеса насоса; b_1 , b_2 – ширина лопасти на входе и выходе колеса; α_1 , α_2 – угол наклона лопасти на входе и выходе колеса (при расчете направления потока на выходе колеса рекомендуется использование поправочного коэффициента для α_2 , что позволяет применять формулы для расчета реальных насосов с заданным (конечным) количеством лопастей у рабочего колеса); k_{z1} , k_{z2} – коэффициенты стеснения канала на входе и выходе колеса; λ_1 , λ_2 , n_1 , n_2 – коэффициенты, отражающие влияние рециркуляции; $Q_{1-\max}$, $Q_{2-\max}$ – максимальные значения подачи, при

которых еще проявляется влияние рециркуляции на входе и выходе колеса соответственно.

В соответствии с предложенной моделью в балансе мощности насоса N учтены механические потери N_m , мощность в контуре рециркуляции на входе колеса $NP_{Ц1}$; мощность, подведенная к колесу, с учетом влияния объемных потерь Q , согласно уравнению Эйлера $(H_{СТ}+H_{СК})*(Q+Q)$; мощность в контуре рециркуляции на выходе колеса $NP_{Ц2}$, потери мощности торможения в контурах рециркуляции $N_{т1}$, $N_{т2}$, полезная мощность N_p , объемные N_o и гидравлические N_g потери мощности:

$$N - N_m = NP_{Ц1} + (H_{СТ}+H_{СК})*(Q+Q) + NP_{Ц2} = \quad (17)$$

$$=(N_{т1} + h_1 * Q * \rho * g) + (H_{СТ}+H_{СК})*(Q+Q) + (N_{т2} + h_2 * Q * \rho * g)$$

$$N - N_m - N_o = NP_{Ц1} + (H_{СТ}+H_{СК})*Q + NP_{Ц2} = \quad (18)$$

$$=(N_{т1} + h_1 * Q * \rho * g) + (H_{СТ}+H_{СК})*Q + (N_{т2} + h_2 * Q * \rho * g)$$

$$N - N_m - N_o - N_g = N_p = (h_1 + H_{СТ} + H_{СК} + h_2 - h_{23} - h_{НК}) * Q \quad (19)$$

С учетом разработанных алгоритмов внесены дополнения в методику расчета КПД насоса, для установки взаимосвязи баланса мощности с балансом напора. Учтено, что при рассмотрении взаимосвязи четырех параметров КПД (КПД насоса - η , гидравлического КПД - η_g , объемного КПД - η_o и механического КПД - η_m) в правой части уравнения баланса мощности группируются соответственно только четыре слагаемых $N = N_p + N_g + N_o + N_m$.

Для удобства анализа введены вспомогательные параметры X_1, X_2, X_3 :

$$\eta = N_p / N = N_p / N * (X_1/X_1) * (X_2/X_2) * (X_3/X_3) = \quad (20)$$

$$= N_{\text{п}} / X_1 * (X_1/X_2) * (X_2/X_3) * (X_3/N) = 1 * \eta_{\text{г}} * \eta_0 * \eta_{\text{м}}$$

Согласно алгоритму расчета механического КПД, определяются все вспомогательные параметры и устанавливается связь баланса мощности с балансом напора: $X_3 = N - N_{\text{м}}$; $X_2 = N - N_{\text{м}} - N_0$; $X_1 = N - N_{\text{м}} - N_0 - N_{\text{г}} = N_{\text{п}}$.

Численные эксперименты позволили установить, что значения параметров $1, 2, n_1, n_2$ изменяются в довольно узких диапазонах, что открыло возможности для создания типовой методики, применительно к тихоходным, нормальным и быстроходным насосам. С использованием теории подобия существует методика, позволяющая по геометрическим размерам отдельных сечений в проточной части насоса рассчитывать напорные характеристики одноступенчатых и многоступенчатых центробежных насосов при перекачке жидкостей и маловязких газожидкостных смесей. Так, с применением данных формул и подготовленных алгоритмов может быть сформирована элементная база и основа методологии конструирования насосно-эжекторных установок для перекачки жидкостей, газожидкостных смесей и газов.

Повышение эффективности разработки и применения насосно-эжекторных установок может быть достигнуто за счет внедрения методологических основ конструирования, позволяющих сократить сроки и повысить качество проектных, исследовательских и пусконаладочных работ.

Основные принципы конструирования насосно-эжекторных установок базируются на знании о том, что:

- для моделирования разнообразных и меняющихся условий эксплуатации, при решении прямых и обратных задач, целесообразно использовать универсальную элементную базу, состоящую из серии

- блоков, содержащих отдельные алгоритмы или базы данных для эжекторов, одноступенчатых и многоступенчатых лопастных насосов;
- методики расчета и подбора оборудования, основанные на теории подобия, должны быть дополнены методиками, описывающими лопастные и вихревые рабочие процессы в реальном масштабе, с учетом абсолютного давления и конкретных геометрических размеров гидравлических каналов в насосах;
 - предпочтение должно быть отдано комплексным методикам и алгоритмам, описывающим взаимосвязанные рабочие процессы в эжекторе, в силовом насосе, в каналах и управляющих элементах рассматриваемой гидравлической системы, с учетом меняющихся начальных условий и технологических возможностей влиять на свойства перекачиваемой среды;
 - выбор схемы цилиндрической или ступенчатой камеры смешения для эжектора следует вести с учетом условий возникновения срыва перекачки при колебаниях давления в проточной части эжектора; подбор соплового аппарата для эжектора следует вести с учетом влияния его конструкции на оптимальное значение длины камеры смешения и с учетом местоположения участка со скачком давления в камере смешения /1/;
 - в качестве дополнительных регулирующих параметров для эжектора, помимо диаметров сопла и камеры смешения, целесообразно рассматривать также коэффициент сжатия и коэффициент Кориолиса для рабочей струи;
 - при выполнении практических работ и стендовых исследований подбор центробежного насоса для газожидкостных смесей необходимо выполнять с учетом условий возникновения кавитации, сопровождающейся образованием вентилируемой каверны, и с учетом

условий течения газожидкостной смеси с предельной скоростью, ограниченной скоростью звука в газожидкостной смеси /1/.

- разработку или подбор лопастного насоса целесообразно вести с учетом выявленных различий в рабочих процессах одноступенчатого и многоступенчатого центробежного насоса, при совместном рассмотрении лопастных и вихревых рабочих процессов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные выводы по проделанной работе выражаются в том, что:

1. Система конструирования позволяет решать основную часть прямых и обратных гидродинамических задач для насосно-эжекторных установок, связанных с прогнозированием напорных характеристик и профилированием проточной части.
2. При использовании универсального критерия гидродинамического подобия теория струйных насосов может быть объединена с теорией жидкоструйных компрессоров в рамках разработанной системы, что позволяет создавать варианты единой теории эжектора для условий перекачки газожидкостных смесей, жидкостей и газов.
3. Комплексный подход к изучению данного вопроса демонстрирует, что имеющиеся аналогии гидродинамических процессов могут служить базой для частичной модернизации теории центробежных насосов, что позволяет на новом уровне использовать старые алгоритмы, с повышением точности расчета и с возможностями оцифровки старых баз

данных. При этом появляются новые возможности для хранения и обработки графической информации о насосном оборудовании.

4. При разработке математической модели многоступенчатого центробежного насоса алгоритм расчета должен быть дополнен следующими моделями: модель течения газожидкостной смеси в каналах насоса со скоростью распространения звука в этой среде; модель распространения кавитации по длине многоступенчатого насоса при перекачке жидкостей и газожидкостных смесей; модель течения сжимаемой среды в каналах многоступенчатого насоса.
5. Основы методологии конструирования позволяют расширить применение численных экспериментов для ускорения внедрения новых и наиболее совершенных конструкций насосно-эжекторных установок. Уже разработанные алгоритмы дают новые возможности для создания быстродействующих программ, работающих в режиме реального времени, что актуально для современных систем управления насосами, и для прогнозирования характеристик насосного оборудования, начиная со стадии проработки первых эскизов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гонтмахер Н.М., Иващенко О.А. Подбор эффективных ингибиторов коррозии для защиты трубопроводов и разработка системы их дозирования в ОАО “Оренбургнефть” // Защита металлов, 2012, №6. - С. 648-652.
2. Захаров Б.С., Елисеев В.Н. Исследование устройства возврата утечек из двойных торцовых уплотнений // Химическое и нефтяное машиностроение, 2013. - №2 - С.23-25.
3. Ивановский В.Н., Использование математической модели для оптимизации процесса создания центробежного насоса // Территория НЕФТЕГАЗ – 2014 - №10. – С. 58-59.
4. Кошторев С.Н. Струйный дозирочный насос // Геология и разработка нефтяных и газовых месторождений Оренбургской области. - Оренбург: Оренбургское книжное издательство, 2012. - С. 154.
5. Сазонов Ю.А. Методы создания перспективных динамических насосов и эжекторов // Территория НЕФТЕГАЗ – 2013 - №11. – С. 54-57.

6. Сазонов Ю.А., Расчеты струйных насосов. Учебное пособие. - М.: ГАНГ, 2012. - 52 с.
7. Шмидт А.П. К вопросу о повышении эффективности работы установок для утилизации газа на базе жидкоструйных компрессоров // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море, 2014. - №5-6 - С.45-46.
8. Юдин И.С., Петров А.М. Применение поршневых насосов для перекачки газов // Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2012. - №9. - С. 46.