

УДК 622.692.4

DOI 10. 56525/XTZL9454

ОБЗОР И АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ И РЕКОМЕНДАЦИЙ ПО КАВИТАЦИИ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

М.Д. Бисенгалиев¹, Б.Э. Ержан¹

¹ Атырауский университет нефти и газа имени Сафи Утебаева, Атырау, Казахстан
e-mail: maks_bisengali@mail.ru; Besultan-03@mail.ru

Аннотация: В статье исследованы кавитационные процессы в лопастных насосах при перекачке углеводородных смесей нефтяного происхождения в условиях магистральных трубопроводных систем. Показано, что кавитация в таких средах носит неравновесный характер и сопровождается тепловым эффектом, приводящим к снижению критического давления в зоне кавитации. Установлено, что критическое давление может быть ниже давления насыщенных паров, определяемого по температуре во всасывающей магистрали. На основе экспериментальных и аналитических исследований получено выражение для расчёта критического кавитационного давления с учётом термодинамической поправки. Показано, что допустимый кавитационный запас насосов при работе на углеводородных смесях может быть на 40–60 % ниже значений, полученных при испытаниях на воде. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании и эксплуатации насосных станций магистральных трубопроводов для повышения их надёжности и энергетической эффективности.

Ключевые слова: Центробежный насос, кавитация, технологический процесс, трубопроводный транспорт, математическая модель, углеводородное сырьё.

Введение. Казахстан обладает большими запасами нефти и газа — это его природные богатства, которые играют большую роль в экономике Республики и в настоящее время являются ее движущей силой.

Нефтегазовые машины, газовые или газоконденсатные месторождения разрабатывают и эксплуатируют с помощью машин, оборудования, сооружений, аппаратов, инструментов и механизмов, функционирование которых взаимосвязано между собой и с функционированием объекта разработки и эксплуатации — нефтяным, нефтегазовым или газовым или газоконденсатным пластом или несколькими пластами месторождения.

Центробежные насосы — это гидродинамические машины, которые используют вращающееся рабочее колесо для передачи энергии от двигателя к жидкости. Обмен энергией происходит через лопасти рабочего колеса, которые увеличивают как давление, так и кинетическую энергию жидкости на выходе из рабочего колеса. Однако во входной области лопаток сочетание низкого напора всасывания и высокой скорости потока может привести к значительному локальному падению давления, даже ниже давления паров жидкости. В этом случае жидкость испаряется и образуются паровые полости и начинают расти. Затем поток заполняет эти полости ниже по потоку или вблизи стенок рабочего колеса, в зонах со статическим давлением, превышающим давление паров жидкости. Это приводит к резкому сжатию этих полостей, при котором их объем уменьшается, а образовавшееся пустое пространство вновь заполняется окружающей жидкостью, образующей высокоскоростные микроструи. Этот механизм вызывает локальные ударные волны давления и очень высокие мгновенные температуры, что является основным механизмом кавитационного повреждения открытых поверхностей рабочего колеса и лопаток. После определенного времени работы насоса в условиях кавитации может произойти значительный износ и удаление материала с рабочего колеса и лопаток. В то же время рабочее колесо теряет однородность массы и может наблюдаться явление дисбаланса при вращении. Этот дисбаланс при вращении передается на вал, где возникают

колебания высокой амплитуды, которые могут привести к выходу из строя подшипника. Кроме того, могут возникнуть проблемы с динамической неустойчивостью из-за увеличения полостей внутри канала потока, что аналогично остановке вращения в компрессорах, которые существенно влияют на нормальную работу машины и может привести к ее полному разрушению. Кроме того, образование больших кавитирующих зон на лопастях может существенно изменить их гидродинамическую форму и вызвать дополнительные гидравлические потери, снижающие эффективность насоса.

Необходимость оценки технического обслуживания, ремонта и суммарной наработки насосного оборудования до перехода в предельное состояние, то есть срока его службы обусловлена большой его энергоемкостью и значительным влиянием на надежность и эффективность работы нефтепроводного транспорта. Проблема обеспечения эффективной, надежной и безопасной эксплуатации магистральных нефтепроводов становится весьма актуальной в связи с изменившимися условиями и длительными сроками эксплуатации, износом основного технологического оборудования, в частности, магистральных и подпорных насосных агрегатов, как наиболее энергоемкого оборудования НПС.

Материалы и методы. Объектом исследований являлись процессы кавитации в лопастных насосах при перекачке углеводородных смесей нефтяного происхождения в условиях, характерных для магистральных трубопроводных систем. В качестве перекачиваемых сред использовались нефти различного фракционного и компонентного состава, отличающиеся значениями плотности, вязкости, давления насыщенных паров, скрытой теплоты парообразования и теплофизических характеристик.

Экспериментальные исследования проводились на центробежных и шнеко-центробежных насосах, применяемых на подпорных и промежуточных насосных станциях магистральных нефтепроводов. Базовые кавитационные характеристики насосов были предварительно определены при работе на холодной деаэрированной воде в соответствии с действующими нормативными методиками.

В качестве исходных данных использовались: паспортные и экспериментальные кавитационные характеристики насосных агрегатов; термодинамические и теплофизические свойства исследуемых углеводородных смесей; параметры режимов работы насосов (расход, частота вращения, давление и температура на входе); данные лабораторных анализов нефти. Исследования проводились с применением комплексного подхода, включающего экспериментальные, аналитические и расчетно-теоретические методы.

Экспериментальная часть работ была направлена на изучение особенностей возникновения и развития кавитации в насосах при перекачке углеводородных смесей. В ходе экспериментов регистрировались значения давления и температуры во всасывающей зоне насоса, а также изменения напорных и энергетических характеристик насосных агрегатов при снижении давления на входе. Особое внимание уделялось фиксации момента начала кавитационных явлений и определению критического кавитационного запаса.

Для оценки влияния термодинамических эффектов использовался метод сопоставления кавитационных характеристик насосов при работе на холодной воде и на углеводородной смеси. На основании экспериментальных данных определялась величина термодинамической поправки как разность критических кавитационных запасов в указанных условиях.

Аналитический метод исследования основывался на использовании уравнений сохранения энергии и массы с учётом неравновесного характера фазовых превращений при кавитации. В рамках данного подхода рассматривалось влияние теплового эффекта испарения и конечного времени образования паровой фазы на величину критического давления в зоне кавитации. Полученные зависимости позволили перейти от эмпирических формул к аналитическому описанию критического давления и допустимого кавитационного запаса насоса.

Для обобщения экспериментальных результатов применялись методы теории подобия и размерностного анализа. Это позволило выявить определяющие безразмерные критерии,

характеризующие кавитационный процесс в углеводородных смесях, и установить их влияние на величину критического давления и термодинамической поправки.

Достоверность результатов обеспечивалась повторяемостью экспериментов, сопоставлением полученных данных с результатами известных исследований, а также анализом чувствительности расчетных зависимостей к изменению основных термодинамических и гидродинамических параметров.

Известно, что значительную роль в системе народного хозяйства играет трубопроводный транспорт углеводородного сырья. Особое внимание специалистов направлено на поиск и решение задач, которые позволили бы решать вопросы, связанные с разработкой и внедрением ресурсосберегающих технологий, сокращением энергозатрат и надежности работы оборудования.

В этой связи создание новой техники и технологии, эффективная эксплуатация действующих объектов будут определяться состоянием и уровнем разработок теоретических основ техники и технологии, исследований, направленных на изучение и интенсификацию физических процессов.

Основное требование обеспечения однофазности и бескавитационной работы насосных агрегатов, перекачивающих углеводородную смесь нефтяного происхождения, записывается в следующем виде

$$P_{\min}(x) \geq P_{\text{нас}}(x) + \Delta P_{\text{к.з.}} + \Delta P_{\text{техн.}}, \quad (1.1)$$

где $P_{\min}(x)$ – минимальное допустимое давление на входе в насос;

$P_{\text{нас}}$ – давление насыщенных паров углеводородной смеси в сечении трубопровода;

$\Delta P_{\text{к.з.}}$ – допустимый кавитационный запас насоса;

$\Delta P_{\text{техн.}}$ – запас, предусматривающий непредвиденное снижение рабочего давления при выполнении различного рода технологических операций на магистрали насосных станций.

Особенно важно обеспечение требований бескавитационной работы на промежуточных станциях магистральных трубопроводов, работающих по схеме «из насоса в насос». Это связано с тем, что на этих станциях давление на приеме изменяется не только при изменении режима работы самой станции, но и при изменениях режима работы других станций.

Запись требования в формуле (1.1) носит упрощенный характер, поскольку не отражает современные представления о механизме кавитационного течения в углеводородных системах с высокой упругостью паров. Современные представления заключаются в следующем.

Кавитация в жидкостях с высокой упругостью паров сопровождается тепловым эффектом, связанным с заметным снижением температуры жидкости в зоне кавитации насоса по сравнению с исходной температурой $T_{\text{со}}$ во всасывающей магистрали. Снижение температуры жидкости приводит к понижению давления насыщенного пара P_s в зоне кавитации [1-7].

Процесс кавитирования жидкости протекает во времени. В быстротекущих потоках время пребывания жидкости в зоне низкого давления $\tau_{\text{преб.}}$ может быть меньше времени τ_0 , необходимого для равновесного образования пара. Соотношение величины τ_0 и $\tau_{\text{преб.}}$ дает представление о степени завершенности (неравновесности) процесса кавитирования. При $\tau_0 > \tau_{\text{преб.}}$ давление в критическом сечении будет ниже, чем давление при равновесном течении. В сумме тепловой эффект и эффект неравновесности приведут к тому, что критическое давление (давление в зоне кавитации) будет ниже, чем давление насыщенных паров $P_{\text{со}}$, определяемое по исходной температуре во всасывающей магистрали. Соответственно, минимально-допустимое давление на приеме насоса будет ниже, чем давление, прогнозируемое по уравнению (1.1).

На основании изложенного запись требования (1.1), с учетом современных представлений на кавитационный процесс, будет иметь вид [8]

$$P_{\min} \geq \Delta P_{\text{к.з.}} + P_{\text{кр}} + \Delta P_{\text{техн.}}, \quad (1.2)$$

где $P_{\text{кр}}$ - критическое давление в зоне кавитации.

Таким образом, задача состоит в нахождении аналитического выражения для $P_{\text{кр}}$, которое учитывало бы тепловые эффекты, а также неравновесность фазовых превращений при кавитации.

Для решения этой задачи запишем величину допустимого давления на приеме насоса в следующей форме

$$P_{\text{доп}\alpha} = K_{\text{зап}}(g\rho\Delta h_{\text{крH}_2\text{O}} + P_{\text{кр}}) = K_{\text{зап}}[g\rho\Delta h_{\text{крH}_2\text{O}} + P_{\text{so}} - (P_{\text{so}} - P_{\text{кр}\alpha})] \quad (1.3)$$

где α - индекс при параметрах углеводородной смеси; $K_{\text{зап}}$ - коэффициент запаса; $\Delta h_{\text{крH}_2\text{O}}$ - кавитационный запас насоса на холодной деаэрированной воде; ρ - плотность, кг/м³; g - ускорение свободного падения, м/с².

С другой стороны, допустимое давление на приеме насоса при работе на углеводородной смеси можно записать

$$P_{\text{доп}\alpha} = K_{\text{зап}} \cdot (g\rho\Delta h_{\text{кр}\alpha} + P_{\text{so}}). \quad (1.4)$$

Сопоставляя (1.2) и (1.4), получим

$$P_{\text{кр}\alpha} = P_{\text{so}} - (\Delta h_{\text{крH}_2\text{O}} - \Delta h_{\text{кр}\alpha})g\rho = P_{\text{so}} - \Delta h_{\text{т}} \cdot g\rho, \quad (1.5)$$

где, $\Delta h_{\text{кр}\alpha}$ - критический кавитационный запас насоса при работе на углеводородной смеси; $\Delta h_{\text{т}}$ - термодинамическая поправка, равная разности критических кавитационных запасов насоса соответственно при работе на холодной воде и углеводородной смеси.

В настоящее время не существует общепринятого метода расчета величины $P_{\text{кр}\alpha}$ (или $\Delta h_{\text{т}}$). Известные в литературе, как правило, эмпирические зависимости для определения термодинамической поправки $\Delta h_{\text{т}}$ насоса справедливы лишь при изменении свойств гидравлической системы «насос-жидкость» в узких пределах [4,5,7,8].

Сложность и недостаточная изученность кавитационных явлений лопастных насосов при их работе на жидкостях типа углеводородная смесь нефтяного происхождения делали невозможным формирование и решение замкнутой системы уравнений, используемой при изменении свойств системы «насос-жидкость» в широких пределах. Этим можно объяснить, почему основным инструментом в такой ситуации, как правило, становится метод размерности и подобия, используемый для обобщения экспериментальных данных.

Кавитационные характеристики подпорных и магистральных нефтяных насосов, как правило, известны лишь при их работе на холодной воде. Экспериментально установлено [1–8], что для маловязких жидкостей, отличных от холодной воды, допустимый кавитационный запас насоса, определяемый как превышение удельной энергии потока во входном сечении над энергией, определяемой давлением насыщенных паров перекачиваемой жидкости перед входом в насос, может быть уменьшен ниже его значения для холодной воды без появления каких-либо отрицательных эффектов кавитации, то есть можно считать, что

$$\Delta h_{\text{доп.н.}} = \Delta h_{\text{доп.н}_2\text{O}} - \Delta h_{\text{кр}}, \quad (1.6)$$

где $\Delta h_{\text{доп.н.2о}}$, $\Delta h_{\text{доп.н.}}$ - допустимые кавитационные запасы насоса при работе соответственно на воде и жидкости, например, углеводородного происхождения, $\Delta H_{\text{кр}}$ - уменьшение допустимого кавитационного запаса ниже значения, которое он принимает в случае испытания насоса на холодной воде (термодинамическая поправка).

Для некоторых технологических процессов, например, для откачки нефти из резервуара большой вместимости подпорными магистральными насосами, пренебрежение величиной $\Delta H_{\text{кр}}$ может заметно сказаться на стоимости капитальных затрат, связанных с излишним заглублением подпорных насосов, неоправданно завышенной величиной нормы минимально допустимого остатка нефти в резервуаре. Как показывает опыт, величина $\Delta H_{\text{кр}}$ может составлять величину 40-60 % и более от величины кавитационного запаса подпорного насоса.

На сегодня в литературе [4,7,8] приводимые рекомендации для расчета $\Delta H_{\text{кр}}$ носят эмпирический характер, и область их применения ограничена условиями того эксперимента, при котором они были получены.

В частности, к таким рекомендациям относится широко распространенная формула А.И. Степанова [4]:

$$\Delta h_t = \frac{29 \cdot \rho_\ell}{P_s \cdot B_1^{3/4}} \cdot \frac{m^2}{c^2}, \quad (1.7)$$

$$\text{где } B_1 = \frac{\rho_\ell \cdot (\rho_\ell - \rho_v) \cdot c_{p\ell} \cdot T}{\rho_v^2 \cdot r_v^2} \cdot \frac{c^2}{m^2}, \quad \Delta h_t - \text{термодинамическая поправка, } \frac{m^2}{c^2};$$

ρ_ℓ, ρ_v - плотность жидкости и пара соответственно, кг/м³; $c_{p\ell}$ - удельная теплоемкость жидкости, дж/кг·К; r_v - скрытая теплота парообразования, дж/кг.

Указанная формула А.И. Степанова получена на основе обобщения экспериментальных данных для многих жидкостей: вода различной температуры, азотная кислота, четырехокись азота, перекись водорода, жидкий кислород, жидкий фтор, метиловый спирт, этиловый спирт, керосин, жидкий водород, жидкий аммиак. Очевидно, что в основном при обобщении экспериментальных данных были использованы не углеводородные смеси, а так называемые чистые жидкости.

По этой причине применение формулы А.И. Степанова к расчету термодинамической поправки представляется проблематичным. Более того, как будет показано ниже, расчеты термодинамической поправки по этой формуле не дают удовлетворительного согласования с экспериментальными данными.

Широкое распространение при расчете термодинамической поправки $\Delta H_{\text{крт}}$ получила формула [8]:

$$\Delta H_{\text{крт}} = \frac{8,71}{B_h^{0,46} \cdot h_s^{0,41}} \cdot \frac{1}{m}, \quad (1.8)$$

где $B_h = \frac{v_v}{v_\ell} \cdot \frac{c_{p\ell}}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial h_{ls}}$, $\frac{1}{m}$ - критерий тепловой кавитации; $\frac{\partial T}{\partial h_{ls}}$ - наклон кривой насыщения, град/м.

При построении указанной зависимости было сделано обобщение экспериментальных данных для многих жидкостей, в том числе и для углеводородных смесей (нефть, мазут, нигрол).

Однако данная формула является эмпирической и ей присуще ограничение, характерное в этом случае.

В работе [8] было сделано обобщение экспериментальных данных кавитационных характеристик центробежных и шнеко-центробежных насосов на холодной и горячей воде в виде зависимости

$$\Delta H_{\text{кр.т}} = A \cdot \left(\frac{P_s}{P_{\text{кр}}} \right) \cdot \frac{u_{\text{ср}}^2}{2} \cdot \sqrt{\text{tg} \beta_{1\text{п.ср}}} - 0,3 \quad (1.9)$$

где A - постоянный коэффициент $A = 70$; $P_{\text{кр}}$ - критическое давление жидкости;

$u_{\text{ср}}$, $\beta_{1\text{п.ср}}$ - скорость и угол установки лопасти на входе соответственно на среднем диаметре шнека (для шнеко-центробежных насосов) $D_{\text{ср}}$:

$$u_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{ср}} \cdot n}{60},$$

$$\beta_{1\text{п.ср}} = \arctg \frac{S_1}{AD_{\text{ср}}}.$$

По мнению автора [8] сопоставление расчетов по этой формуле с известными из литературы экспериментальными данными по испытанию лопастных насосов на различных жидкостях показало сравнительно удовлетворительную сходимость расчета с опытом.

По нашему мнению, учет термодинамических свойств только одним параметром – соотношением $\frac{P_s}{P_{\text{кр}}}$ является крайне недостаточным. Расчеты применительно к нефтям не

согласуются с экспериментальными данными. К тому же при оперативных расчетах определение критического давления жидкости требует дополнительных исследований.

В этой связи представляется целесообразным получить решение относительно величины $\Delta H_{\text{кр}}$ лишенное указанного недостатка и которое, по возможности, не базировалось бы на чисто эмпирическом подходе, т.е. решение, имеющее более общий характер. С этой целью были выполнены экспериментальные исследования кавитации в нефтях, позволившие установить некоторые особенности механизма фазовых превращений и, в конечном счете, построить математическую модель кавитационного течения углеводородной смеси, на основе которой было получено обобщенное решение задачи учета особенностей кавитации насосов при перекачке углеводородных смесей.

Результаты исследований. В результате выполненных экспериментальных и аналитических исследований установлены закономерности кавитационного течения углеводородных смесей нефтяного происхождения в лопастных насосах, отличающиеся от известных представлений, полученных при испытаниях насосов на холодной деаэрированной воде.

Экспериментально подтверждено, что при перекачке углеводородных смесей критическое давление в зоне кавитации оказывается ниже давления насыщенных паров, определяемого по температуре во всасывающей магистрали. Данное снижение обусловлено совокупным влиянием теплового эффекта фазового перехода и неравновесного характера процесса кавитации. Зафиксировано локальное понижение температуры жидкости во входной зоне насоса, приводящее к уменьшению давления насыщенных паров и, как следствие, к снижению критического кавитационного давления.

Установлено, что время пребывания жидкости в зоне пониженного давления во многих режимах работы насосов сопоставимо или меньше времени, необходимого для равновесного

испарения. Это подтверждает неравновесный характер кавитационного процесса и объясняет возможность устойчивой работы насосов при давлениях на приёме ниже значений, прогнозируемых классическими зависимостями.

В ходе исследований определены значения допустимого кавитационного запаса насосов при работе на углеводородных смесях. Показано, что критический кавитационный запас $\Delta h_{кр\alpha}$ может быть существенно меньше кавитационного запаса, полученного при испытаниях насосов на холодной воде. Величина термодинамической поправки Δh_t в зависимости от свойств углеводородной смеси и режима работы насоса достигает 40–60 % и более от номинального кавитационного запаса, определённого на воде.

Получено аналитическое выражение для критического давления в зоне кавитации, учитывающее термодинамическую поправку и позволяющее связать величину $P_{кр}$ с параметрами углеводородной смеси и характеристиками насосного агрегата. Предложенная зависимость позволяет перейти от эмпирических оценок к расчетному определению допустимого давления на приёме насоса.

Сопоставление расчётных значений критического давления и кавитационного запаса, полученных по разработанной модели, с экспериментальными данными показало удовлетворительную сходимость. Отклонение расчётных значений от экспериментальных данных не превышает допустимых инженерных погрешностей, что подтверждает корректность учёта тепловых эффектов и неравновесности фазовых превращений при кавитации.

Проведённый анализ показал, что использование традиционных эмпирических зависимостей для расчёта термодинамической поправки, разработанных преимущественно для чистых жидкостей, приводит к завышению минимально допустимого давления на приёме насоса при перекачке нефтей и нефтяных смесей. Применение предложенного подхода позволяет более точно оценивать условия бескавитационной работы насосов и избегать избыточных требований к подпору.

Результаты исследований подтверждают возможность практического использования разработанной модели при проектировании и эксплуатации магистральных трубопроводных систем. Учет реальных особенностей кавитации углеводородных смесей позволяет оптимизировать глубину установки подпорных насосов, снизить капитальные и эксплуатационные затраты и повысить надёжность работы насосных станций.

Обсуждение. Полученные результаты подтверждают необходимость уточнения традиционных подходов к оценке кавитационных условий работы насосов при перекачке углеводородных смесей. Установлено, что критическое давление в зоне кавитации может быть ниже давления насыщенных паров, определяемого по температуре во всасывающей магистрали, что обусловлено тепловым эффектом фазового перехода и неравновесным характером кавитационного процесса.

Выявленная возможность устойчивой работы насосов при пониженных давлениях объясняется конечным временем образования паровой фазы и локальным снижением температуры в зоне кавитации. Это особенно важно для промежуточных насосных станций магистральных трубопроводов, где давление на приёме изменяется в широких пределах.

Сравнение с известными эмпирическими зависимостями показало их ограниченную применимость для углеводородных смесей нефтяного происхождения, что связано с многокомпонентным составом нефтей. Предложенный аналитический подход обеспечивает более корректный учёт термодинамических эффектов и показывает удовлетворительное согласование с экспериментальными данными.

Практическая значимость результатов заключается в возможности снижения избыточных требований к подпору насосов, что позволяет оптимизировать параметры насосных станций и повысить энергетическую эффективность трубопроводного транспорта.

Выводы. 1. Показано, что кавитационный процесс в лопастных насосах при перекачке углеводородных смесей нефтяного происхождения имеет выраженный неравновесный

характер и сопровождается тепловым эффектом, приводящим к снижению критического давления в зоне кавитации по сравнению с давлением насыщенных паров, определяемым по температуре во всасывающей магистрали.

2. Установлено, что допустимый кавитационный запас насосов при работе на углеводородных смесях может быть существенно ниже значения, полученного при испытаниях на холодной деаэрированной воде. Величина термодинамической поправки в исследованных условиях достигает 40–60 % и более от номинального кавитационного запаса.

3. Получено аналитическое выражение для критического давления в зоне кавитации, учитывающее термодинамические свойства перекачиваемой среды и неравновесность фазовых превращений, что позволяет перейти от эмпирических оценок к расчётному определению условий бескавитационной работы насосов.

4. Показано, что использование традиционных эмпирических зависимостей, разработанных преимущественно для чистых жидкостей, приводит к завышению минимально допустимого давления на приёме насоса при перекачке нефтей и нефтяных смесей.

5. Практическая реализация предложенного подхода позволяет уточнить требования к подпору насосных агрегатов, снизить капитальные и эксплуатационные затраты, а также повысить надёжность и энергетическую эффективность магистральных трубопроводных систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Stahl H.A., Stepanoff A.J. Thermodynamic Aspects of Cavitation in Centrifugal Pumps. Trans. ASME. Vol. 78, pp. 1691-1693.
2. Salemann V. Cavitation and NPSH Requirements ASME. Series D, vol. 81, 1959, pp. 167-173.
3. Степанов А.И. Кавитация в центробежных насосах, перекачивающих жидкости, отличные от воды. Пер. с англ.- Тр. Американского общества инженеров-механиков, - М.: Мир, 1961.-№ 1.- С. 98-112.
4. Степанов А.И. Кавитационные свойства жидкости. Серия А. Пер. с англ.-Тр. Американского общества инженеров-механиков. - М.: Мир, 1964.- № 2.-С. 122-128.
5. Спейкер В.А. Влияние свойств жидкостей на кавитацию в центробежных насосах. Пер. с англ.- Тр. Американского общества инженеров-механиков.-М.: Мир, 1965,-№3.-С. 88-98.
6. Рахматуллин Ш.И., Колпаков Л.Г. О пересчете кавитационных характеристик центробежных насосов для нефтей и вязких нефтепродуктов. - Нефтяное хозяйство, 1970, № 7, С. 54-56.
7. Колпаков Л.Г., Рахматуллин Ш.И. Кавитация в центробежных насосах при перекачке нефтей и нефтепродуктов. - М.: Недра, 1980,- 144 с.
8. Рахматуллин Ш.И. Кавитация в гидравлических системах магистральных нефтепроводов. М., Недра, 1986, 165 с.

СОРҒЫ ЖАБДЫҒЫНЫҢ КАВИТАЦИЯСЫ БОЙЫНША ҚОЛДАНЫСТАҒЫ ӘДІСТЕР МЕН ҰСЫНЫСТАРҒА ШОЛУ ЖӘНЕ ТАЛДАУ

М.Д. Бисенгалиев¹, Б.Ә. Ержан¹

¹Сафи Өтебаев атындағы Атырау мұнай және газ университеті, Атырау, Қазақстан
e-mail: maks_bisengali@mail.ru; Besultan-03@mail.ru

Аңдатпа. Мақалада магистральдық құбыр жүйелері жағдайында мұнай тектес көмірсутек қоспаларын айдау кезіндегі қалақ сорғыларындағы кавитациялық процестер

зерттелген. Мұндай ортадағы кавитация тепе-тең емес және кавитация аймағындағы критикалық қысымның төмендеуіне әкелетін жылу әсерімен бірге жүретіні көрсетілген. Критикалық қысым сору желісіндегі температурамен анықталған қаныққан бу қысымынан төмен болуы мүмкін екендігі анықталды. Эксперименттік және аналитикалық зерттеулер негізінде термодинамикалық түзетуді ескере отырып, критикалық кавитациялық қысымды есептеу үшін өрнек алынды. Көмірсутек қоспаларында жұмыс істеген кезде сорғылардың рұқсат етілген кавитациялық қоры суда сынау кезінде алынған мәндерден 40-60 % төмен болуы мүмкін екендігі көрсетілген. Алынған нәтижелер олардың сенімділігі мен энергетикалық тиімділігін арттыру үшін магистральдық құбырлардың сорғы станцияларын жобалау және пайдалану кезінде пайдаланылуы мүмкін.

Түйін сөздер: Ортадан тепкіш сорғы, кавитация, технологиялық процесс, құбыр көлігі, математикалық модель, көмірсутек шикізаты.

REVIEW AND ANALYSIS OF EXISTING METHODS AND RECOMMENDATIONS FOR CAVITATION OF PUMPING EQUIPMENT

M. Bisengaliev¹, B. Yerzhan¹

¹ Atyrau University of Oil and Gas named after Safi Utebayev, Atyrau, Kazakhstan
e-mail: maks_bisengali@mail.ru; Besultan-03@mail.ru

Abstract: The article examines cavitation processes in vane pumps when pumping hydrocarbon mixtures of petroleum origin in conditions of main pipeline systems. It is shown that cavitation in such media is nonequilibrium in nature and is accompanied by a thermal effect leading to a decrease in the critical pressure in the cavitation zone. It was found that the critical pressure can be lower than the saturated vapor pressure, determined by the temperature in the suction line. Based on experimental and analytical studies, an expression has been obtained for calculating the critical cavitation pressure, taking into account the thermodynamic correction. It is shown that the permissible cavitation reserve of pumps when operating on hydrocarbon mixtures can be 40-60% lower than the values obtained during tests on water. The results obtained can be used in the design and operation of pumping stations of main pipelines to increase their reliability and energy efficiency.

Keywords: Centrifugal pump, cavitation, industrial process, pipeline transport, mathematical model, hydrocarbons.