

Секция 12

МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДНОГО ТРАНСПОРТА НЕФТИ И ГАЗА

О ПОДГОТОВКЕ БАКАЛАВРОВ И СПЕЦИАЛИСТОВ НА КАФЕДРЕ ТРАНСПОРТА И ХРАНЕНИЯ НЕФТИ И ГАЗА ТОМСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

**А.В. Рудаченко, заведующий кафедрой транспорта и хранения
нефти и газа Института геологии и нефтегазового дела
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия**

Подготовка специалистов для АК «Транснефть» в Томском политехническом университете начата относительно недавно. Кафедра транспорта и хранения нефти и газа, реализующая образовательный процесс по специальности «Проектирование, сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и газонефтехранилищ» является одной из самых молодых среди остальных кафедр данного профиля в российских ВУЗах. В этом есть свои положительные моменты и определенные сложности. Последние связаны с большими трудовыми и материальными затратами на формирование материально-технической базы и создание учебно-методического обеспечения. Положительными моментами являлись сам факт создания новой кафедры и, следовательно, возможность привлечения современных технических средств и новых образовательных технологий.

Учитывая специфику природно-климатических условий Сибирского региона, где преимущественно планируется дальнейшая работа выпускников кафедры, при формировании учебных планов в дополнение к дисциплинам, предусмотренным Государственным образовательным стандартом, включен ряд дополнительных общепрофессиональных и специальных дисциплин. Основное внимание уделено углубленному изучению вопросов, связанных с обеспечением надежности трубопроводных систем.

В основе организации учебного процесса лежит развитие существующих форм обучения и внедрение новых, например, интерактивных лекционных курсов, практических и лабораторных занятий с участием специалистов производственных подразделений, выполнение реальных курсовых и дипломных работ по тематике предприятий. Наряду с традиционными формами обучения начата подготовка по новой системе элитного технического образования. В отдельную группу набираются абитуриенты с очень высокими результатами единого государственного экзамена. Элитное техническое образование подразумевает углубленное изучение физики, математики, иностранного языка. На третьем курсе из элитных студентов формируется команда, которая должна в процессе дальнейшего обучения разработать и защитить реальный групповой проект. Сегодня на кафедре по новой программе обучается 4 студента. В качестве задания этой команде предложено совместно разработать проект подводного перехода через реку в Томской области с условием применения современных технологий и новейшего оборудования. Основным показателем работы студентов будет не только оценка проекта, но и заключение предприятия о возможности его практической реализации.

Первый выпуск дипломированных специалистов на кафедре состоялся 2006 году. Успешно защитили выпускные квалификационные работы 20 выпускников, половина из которых получили дипломы с отличием. Кроме дипломов, каждый выпускник получил удостоверение о завершении обучения по рабочей профессии, что явилось результатом выполнения обязательств по трехстороннему договору между университетом, Томским промышленно-гуманитарным колледжем и ОАО «Центрсибнефтепровод».

Но выпуск первых специалистов не свидетельствует о завершенности формирования учебного процесса. Это только один из его этапов, хотя самый трудный и ответственный. В настоящее время кафедра устанавливает связи с выпускниками и предприятиями, на которых они трудятся, собираются отзывы об уровне их подготовки и результатах работы. В дальнейшем возможна корректировка учебных планов и доработка методических материалов.

Вполне очевидно, что преодоление этапа становления кафедры могло существенно осложниться без внешней помощи. Такая помощь была оказана АК «Транснефть». С момента открытия в университете кафедры транспорта и хранения нефти и газа между университетом и Компанией заключен договор о сотрудничестве в области учебной, научно-технической и социально-культурной деятельности. Взаимодействие с Компанией в рамках данного договора происходит через её регионального представителя – ОАО «Центрсибнефтепровод». Согласно договору, ежегодно составляется и согласовывается с Компанией план совместных работ между университетом и ОАО «Центрсибнефтепровод», выполнение которого контролируется Компанией.

Договор носит далеко не формальный характер. С начала его действия руководители Компании во главе с С.М. Вайнштоком неоднократно приезжали в университет, встречались с преподавателями и студентами, интересовались процессом становления и развития учебного процесса. Непосредственно кафедре оказана существенная финансовая помощь, что позволило создать и оснастить новейшим оборудованием лекционные аудитории и учебные лаборатории. Создан ряд оригинальных стендов и установок, изготовлены и внедрены в учебный процесс демонстрационные макеты, изготовленные по рекомендации и с помощью Компании.

Совместные работы не ограничиваются только материально-техническим оснащением учебного процесса. Ежегодно дочерние предприятия Компании оказывают кафедре помощь в организации учебных и производственных практик студентов. В первую очередь, это ОАО «Центрсибнефтепровод» и ОАО «Транссибнефть». Защита результатов практики проводится с участием представителей предприятий, на которых студенты проходят практику. Существенным подспорьем в организации учебного процесса служит и организация по инициативе Компании стажировки преподавателей на её предприятиях. В прошлом учебном

году практически все преподаватели кафедры прошли стажировку на производственных объектах ОАО «Центрсибнефтепровод», а три преподавателя на НПС «Сестрорецкая» и нефтепорт «Приморск».

Руководство ОАО «Центрсибнефтепровод» от лица Компании внимательно следит и за уровнем подготовки студентов, участвуя в защите курсовых проектов и выпускных квалификационных работ. Председателем ГАК и ГЭК неизменно является главный инженер ОАО «Центрсибнефтепровод» М.Н. Багаманов, членами комиссии – ведущие специалисты предприятия. С их участием также проводится обсуждение и отбор студентов для представления к именованным стипендиям Компании.

Хотелось бы отметить, что такое серьезное внимание Компании к подготовке кадров оказывает большое стимулирующее воздействие, как на преподавательский состав, так и на студентов – будущих специалистов, которые получают возможность работать в такой Компании.

МОДЕЛИ РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ НА ПРИМЕРЕ НЕФТЕПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ

А.Р. Аслямов

Научный руководитель профессор В.Г. Лукьянов
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Надежность МН – способность обеспечивать в заданных условиях функционирования бесперебойное снабжение потребителей соответствующей продукцией требуемого качества и недопущение ситуаций, опасных для людей и окружающей среды.

Очевидно, что различные элементы в схеме станций и трубопровода оказывают неодинаковое влияние на общую надежность. Поэтому при разработке новых проектных решений необходимо проводить оценку надежности системы на основе данных о надежности отдельных ее элементов [1].

Перекачивающую станцию можно рассматривать как систему, состояния которой случайным образом меняются во времени. Изменения происходят из-за отказов и восстановлений насосно-силового оборудования, системы автоматики, внешнего электроснабжения, проведения ППР и т.д. Основное предположение состоит в том, что состояния системы изменяются под действием стационарных потоков отказов и восстановлений. Отсутствие последствия, стационарность и ординарность потоков обеспечивают следующие свойства смены состояний:

- Вероятность перехода из состояния i , в котором система находится в момент времени t , в состояние j на интервале $t+\Delta t$ не зависит от того, как система попала в состояние i .
- Вероятность появления более одного события на элементарном интервале времени $(t; t+\Delta t)$ – величина высшего порядка малости по сравнению с вероятностью появления одного события.
- Интенсивность переходов из состояния i в состояние j не зависит от времени.

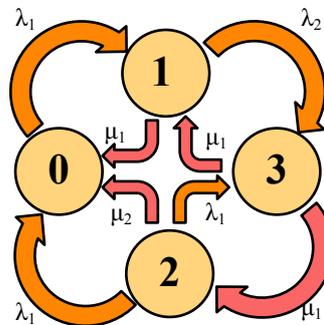


Рис. 1. Граф состояний для системы из двух агрегатов:

0 – исправны оба агрегата; 1 – отказал первый агрегат;

2 – отказал второй агрегат; 3 – отказали оба агрегата;

λ – интенсивность потока отказов; μ – Интенсивность потока восстановлений

Значения стационарных вероятностей состояний определяются как решение системы уравнений Колмогорова. Составление такой системы уравнений предельно упрощается, если переходы системы из состояния в состояние представить в виде графа состояний. Вершинами в графе являются возможные состояния системы. Стрелками показаны возможные переходы из состояния в состояние. Каждой стрелке соответствует плотность вероятности перехода, являющаяся интенсивностью потока событий.

$$(\lambda_1 + \lambda_2)p_0 + \mu_1 p_1 + \mu_2 p_2 = 0;$$

$$\lambda_1 p_0 - (\mu_1 + \lambda_2)p_1 + \mu_2 p_3 = 0;$$

$$\lambda_2 p_0 - (\mu_2 + \lambda_1)p_2 + \mu_1 p_3 = 0;$$

$$\lambda_2 p_2 + \lambda_1 p_1 - (\mu_1 + \mu_2)p_3 = 0,$$

где p_i – вероятность i -го состояния.

Система уравнений для определения стационарных вероятностей содержит n уравнений, где n – число состояний. Уравнения выписывают следующим образом: для каждого состояния сумма членов, соответствующая входящим стрелкам, равна сумме членов, соответствующих стрелкам, выходящим из данного состояния; каждый член равен интенсивности потока событий, переводящего систему по данной стрелке, умноженному на вероятность того состояния, из которого выходит стрелка. Для решения одно уравнение системы следует убрать и дополнить ее еще одним уравнением, соответствующим тому факту, что вероятности всех состояний в сумме

должны давать единицу, поэтому $\sum_{i=1}^N p_i = 1$. Обозначаем $\gamma_i = \lambda_i / \mu_i$ и получаем:

$$p_0 = (1 + \gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_1\gamma_2)^{-1};$$

$$p_1 = p_0\gamma_1;$$

$$p_2 = p_0\gamma_2;$$

$$p_3 = p_0\gamma_1\gamma_2.$$

Но на практике приходится иметь дело с системами со сложной иерархией состояний [2]. Например, если в общем случае на станции установлено n рабочих и m резервных агрегатов, то приняв в качестве k -го состояния состояние с k отказавшими агрегатами и при условии обеспечения ремонтного обслуживания всех отказавших агрегатов, приходим к графу состояний, изображенному на рис. 2. В данном случае потеряна информация о том, какие именно агрегаты отказали. Рассматриваемый граф можно получить из графа, в котором число состояний S равно $S=2n$, т.е. из графа, в котором каждому отказу любой кратности соответствует отдельное состояние. Рассмотрим случай с двумя рабочими агрегатами и одним резервным (рис. 3).

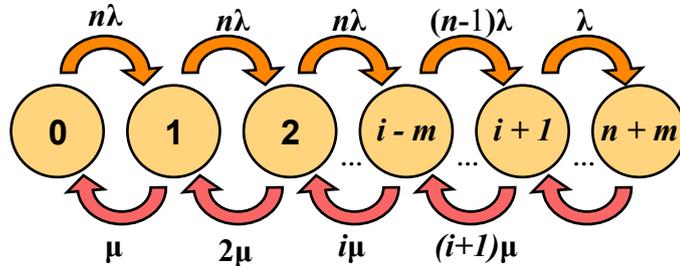


Рис. 2. Граф состояний системы с n рабочими и m резервными агрегатами

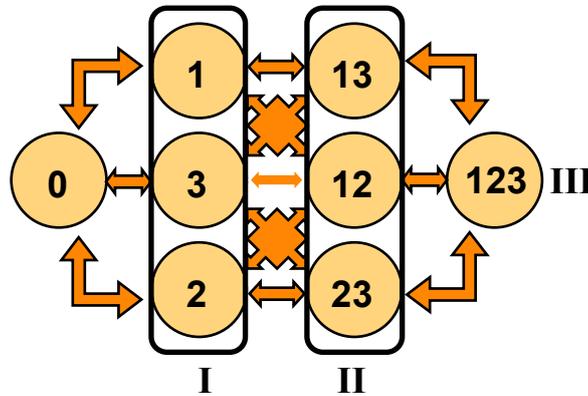


Рис. 3. Система из двух рабочих и одного резервного агрегатов
 i – состояние отказа i -го агрегата; ij – состояние отказа обоих агрегатов;
 I, II, III – состояния с кратностью отказов 1, 2, 3, соответственно

После объединения нескольких состояний в одно совокупное состояние вероятности состояний и интенсивности переходов определяются как:

$$P_j = \sum_{j \in J} p_j;$$

$$\lambda_{ij} = \sum_{j \in J} \lambda_{ij};$$

$$\lambda_{ji} = \frac{\sum_{j \in J} P_j \lambda_{ji}}{\sum_{j \in J} P_j};$$

где P_J – стационарная вероятность объединенного состояния J ; λ_{ij} – интенсивности переходов в объединенное состояние J из состояния i ; λ_{ji} – интенсивности переходов из объединенного состояния J в состояние i .

После несложных преобразований становится видно, что к графу состояний (рис. 2) можно перейти от рассматриваемого графа (рис. 3) объединением состояний с одинаковой кратностью отказов. При таком способе группировки условия объединения выполняются, поэтому интенсивности переходов из состояния в состояние равны:

$$\begin{aligned}\lambda_{0,I} &= 2\lambda; & \lambda_{I,0} &= \mu; \\ \lambda_{I,II} &= 2\lambda; & \lambda_{II,I} &= 2\mu; \\ \lambda_{II,III} &= \lambda; & \lambda_{III,II} &= 3\mu,\end{aligned}$$

что полностью соответствует значениям интенсивностей графа состояний (рис. 2) для рассматриваемого числа рабочих и резервных агрегатов.

Рассмотрим случай с фиксированным резервным агрегатом. Очевидно, что из графа состояний (рис. 2) нельзя получить необходимую информацию, так как состояния, в которых включается резервный агрегат, распределены по состояниям с различной кратностью отказов. Из графа состояний (рис. 3) видно, что резервный агрегат работает в состояниях 1, 2, 12. Для решения этой проблемы необходимо объединить состояния 1 и 2 в состояние I и состояния 13 и 23 в состояние II. Условие объединяемости выполняется. В результате получаем граф состояний (рис. 4). Стационарная вероятность нахождения резервного агрегата в рабочем состоянии равна $P_{p.p.} = P_I + P_{II}$.

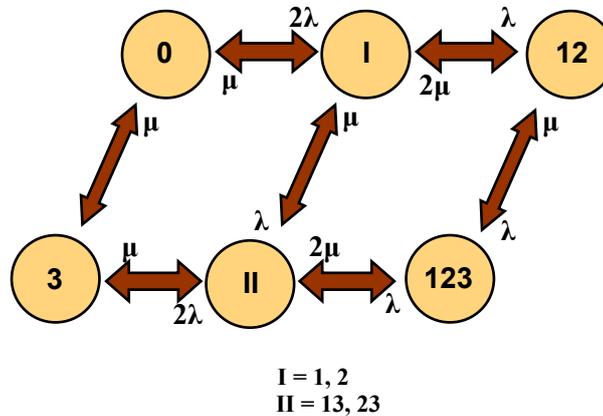


Рис. 4. Граф с объединенными состояниями

При интенсивности отказов $\lambda = 1,64 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}$ и интенсивности восстановлений $\mu = 0,172 \text{ ч}^{-1}$ получим следующие значения стационарных вероятностей для состояний:

$$\begin{aligned}P_0 &= 0,981; \\ P_I &= 0,0186; \\ P_3 &= 0,976 \cdot 10^{-3}; \\ P_{12} &= 0,884 \cdot 10^{-3}; \\ P_{II} &= 0,994 \cdot 10^{-3}; \\ P_{123} &= 0,597 \cdot 10^{-6}.\end{aligned}$$

Литература

1. Эксплуатационная надежность магистральных нефтепроводов/ В. Д. Черняев, Э.М. Ясин – М.: Недра, 1992.
2. Надежность систем энергетики и их оборудования. Системы газо- и нефтеснабжения/ А. М. Карасевич, М.Г. Сухарев – М.: Недра, 1993, том 1.

О ХАРАКТЕРЕ ВЛИЯНИЯ НЕКОТОРЫХ ВИДОВ ДЕФЕКТОВ СТЕНКИ НА ПРОЧНОСТНЫЕ СВОЙСТВА СТАЛЬНЫХ РЕЗЕРВУАРОВ

А.Р. Аслямов

Научный руководитель старший преподаватель А.Л. Саруев
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Рассмотрены стальные вертикальные цилиндрические резервуары для хранения нефти и нефтепродуктов. Исследовано влияние отклонений геометрической формы и разнотолщинности стенок, трещиновидных дефектов в сварных швах на прочностную работоспособность.

Ключевые слова: резервуары, технология изготовления, дефекты, несущая способность.

Наземные вертикальные цилиндрические резервуары проектируют, как правило, с плоским днищем, располагаемым на песчаной насыпной подушке (рис. 1). Типовые резервуары разработаны для нефтепродуктов объемом 100 – 5000 м³. Основными расчетными конструктивными элементами наземного резервуара являются стенка (корпус) и покрытие. Диапазоны размеров резервуаров: диаметр от 10 до 90 м, высота от 7,5 до 22,5 м, отношение радиуса R к толщине h колеблется в пределах от 1000 до 2500 и более. Днище испытывает только сжатие от давления жидкости и назначается обычно по конструктивным соображениям из листов толщиной не менее 4 мм. Однако в стыке днища со стенкой требуется проверка местных напряжений, возникающих при действии опорных моментов.

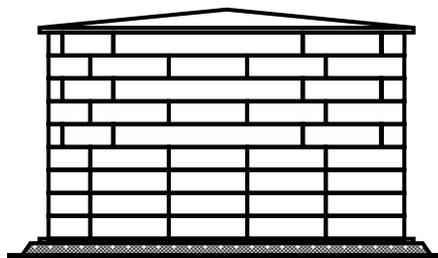


Рис. 1. Резервуар вертикальный наземный

Толщину стенки резервуара определяют по расчету на прочность и назначают не менее 4 мм. По высоте резервуара листы стенки можно располагать встык (при толщине 6 мм и более), телескопически или ступенчато (рис. 1). Листы соединяют соответственно сплошными стыковыми или угловыми швами. В типовых резервуарах вместимостью до 5000 м³ все листы стенки и днища приняты размером 1500×6000 мм независимо от их толщины.

В данной работе резервуары рассматриваются только как строительная конструкция, которая должна обеспечивать надежное выполнение своих эксплуатационных функций (хранение нефтепродукта) в течение определенного временного периода (нормативный срок службы). Исходя из этого, отказы резервуара связываются в данном случае с выполнением требований по обеспечению прочности, устойчивости и герметичности.

Основной эксплуатационной нагрузкой для таких сооружений является внутреннее давление хранимого нефтепродукта, которое в процессе эксплуатации может изменяться, что позволяет считать эту нагрузку циклической. Под воздействием нагрузки обширная часть поверхности резервуара (металл со сварными соединениями) оказывается в поле растягивающих напряжений.

Технология изготовления резервуаров неизбежно приводит к появлению дефектов различного вида (дефекты геометрии цилиндрической стенки; дефекты сварных швов; дефекты, связанные с изменением толщины в результате технологических операций прокатки при изготовлении листовых заготовок и др.). Эти дефекты могут в значительной степени определить эксплуатационные качества стальных резервуаров и должны учитываться при определении проектных параметров конструктивных элементов резервуаров и при диагностических оценках их технического состояния и остаточного ресурса.

Распространенными дефектами геометрии цилиндрической стенки для реальных резервуаров являются локальные вмятины и выпучины со стрелой начального прогиба f_0 от $(1-5)h$ до $(10-20)h$ и более. Аналитически геометрическая форма цилиндрической стенки с отклонениями может быть представлена в виде рядов Фурье. В полученных зависимостях наибольшие коэффициенты имеют члены рядов, соответствующие 2-6, реже 8-10 гармоникам. Соответствующие отклонения формы не совпадают с критическими гармониками, которые адекватны форме потери устойчивости, и, как правило, применительно к рассматриваемым конструкциям не являются опасными. Поверхность резервуаров, изготовленных методом рулонирования, может иметь и более коротковолновые отклонения, соизмеримые с 90-150 гармониками. Прогибы таких отклонений составляют $f_0 = (0,2— 1,0)h$. Наличие их в цилиндрической стенке обуславливают возникновение окружных изгибающих моментов и изгибных напряжений, которые, накладываясь на кольцевые растягивающие напряжения основного напряженного состояния, приводят к более раннему появлению пластических зон деформирования на отдельных участках цилиндрической стенки. В наибольшей степени такие отклонения опасны на линии опирания цилиндрической стенки на днище. Это может сопровождаться возрастанием краевых изгибающих моментов в 1,5 раза и более. Указанные выше дефекты геометрии являются типичными и их трудно избежать для принятой технологии изготовления рассматриваемых резервуаров.

Разработаны расчетные методики, позволяющие на основе реальных геометрических дефектов оценивать прочность и деформативность резервуаров.

При учете несовершенств формы каждый отдельный пояс цилиндрической стенки резервуара рассматривается как отдельная оболочка, нагруженная внутренним давлением p . При этом учитываются реальные граничные условия: соседние части резервуара принимаются как некоторое эквивалентное упругое основание с жесткостью c .

Начальное несовершенство формы представляется в виде [1]:

$$\omega^0 = f_0^0 + \sum_{n=1}^N \left(f_n^0 \cos \frac{ny}{R} + u_n^0 \sin \frac{ny}{R} \right),$$

$$\text{где } f_0^0 = \frac{1}{2\pi R} \int_0^{2\pi R} \overline{\omega^0}(y) dy;$$

$$f_n^0 = \frac{1}{\pi R} \int_0^{2\pi R} \overline{\omega^0}(y) \cos \frac{ny}{R} dy;$$

$$u_n^0 = \frac{1}{\pi R} \int_0^{2\pi R} \overline{\omega^0}(y) \sin \frac{ny}{R} dy;$$

$\overline{\omega^0}(y)$ - данные замеров начальных радиальных прогибов.

Максимальная величина изгибающих напряжений в рассматриваемой части резервуара, появившихся из-за наличия начальных прогибов на поверхности оболочки

$$\sigma_{\max}^{\text{изг}} = \frac{6M_{p,\max}}{h^2},$$

где $M_{p,\max}$ - максимальное значение изгибающего момента M_p ;

$$M_p = pR \sum_{n=2}^N \frac{f_{nc}^0 \cos \eta_n y + f_{ns}^0 \sin \eta_n y}{1 + 12p\bar{\xi}^3 (n^2 - 1)^{-1} + 12c_n \bar{\xi}^3 \zeta (n^2 - 1)^{-2}},$$

$\bar{p} = \frac{p}{E}$; $\bar{\xi} = \frac{R}{b}$; $\zeta = \frac{R}{b}$; $c_n = \frac{c_n}{E}$; b - высота пояса; c_n - жесткость упругого основания, соответствующая n -й гармонике в разложении прогиба w , определяется при решении контактной задачи сопряжения выделенного пояса с соседними частями оболочки резервуара.

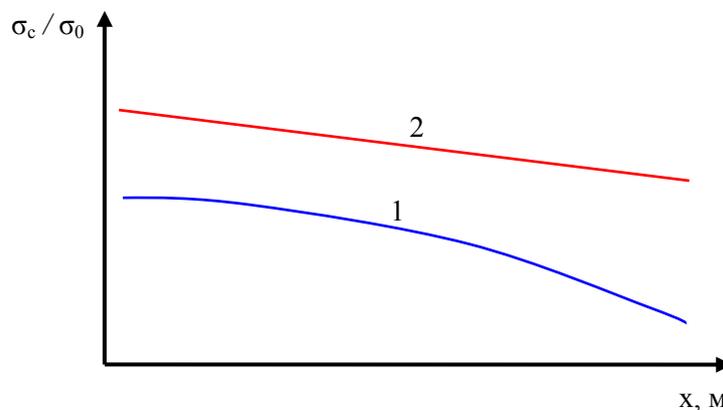


Рис. 2. Отношение окружных напряжений по расстоянию

На рис. 2 схематично приведены результаты, характеризующие отношение величины окружных изгибных напряжений, полученных по методике, учитывающей влияние на деформирование выделенного пояса отброшенных частей резервуара σ_c , к соответствующим напряжениям σ_0 , при вычислении которых влияние отброшенных частей не учитывается, x - расстояние от основания резервуара до центра вмятины. Кривая 1 соответствует оболочке с регулярным начальным прогибом при $n = 18$, кривая 2 - оболочке с $n = 120$ (изготовление резервуара методом рулонирования).

Как видно из приведенных результатов, отношение σ_c / σ_0 уменьшается с удаленностью вмятины от основания резервуара.

Дефекты сварных швов в виде подрезов, непроваров, трещин, несплавлений и неметаллических включений в той или иной мере имеются практически в каждой сварной конструкции.

Эти дефекты в большинстве своем могут быть отнесены к разряду трещиновидных. Отметим, что в действующих нормах проектирования практически отсутствуют рекомендации по расчетной оценке прочности конструкций с такими дефектами в процессе проведения диагностики их технического состояния и остаточного ресурса.

Приближенные относительные оценки прочности и долговечности могут быть построены на основе известных зависимостей механики разрушения. При этом в качестве исходной информации может быть использована статистика по возможным параметрам трещиновидных дефектов.

Дефекты, связанные с изменением толщины в результате технологических операций прокатки при изготовлении листовых заготовок, которые являются типичными, могут уменьшить значение номинальной толщины, определенной расчетом на прочность или на устойчивость, примерно на 5-10%. Для рассматриваемых конструкций это существенно [2].

Повреждения в виде неравномерных осадок, появляющихся в процессе монтажа конструкции, являются распространенными для данных резервуаров. Наличие неравномерных осадок даже в пределах технических допусков может приводить к появлению дополнительных меридиональных напряжений в нижней части цилиндрической стенки величиной до 0,15 предела текучести и более.

На рис. 3 приведены гистограммы относительных значений осадок (отношение зафиксированных осадок к допускаемому), полученных при анализе замеров 76 реальных резервуаров объемом 700-1000 м³ в различные периоды эксплуатации. По оси абсцисс отложено относительное значение осадок. Цифрами обозначено количество резервуаров, для которых обнаружено такое отношение. Статистический анализ имеющихся данных не дает устойчивой зависимости осадок от времени. Это можно объяснить влиянием случайных факторов: неправильное положение резервуара относительно горизонтальной плоскости, что является следствием нарушений технологии монтажа, отсутствием фиксации в технической документации восстановительных работ (данный вид повреждений относится к разряду восстанавливаемых - без проведения капитального ремонта). Однако рассмотрение гистограмм позволяет отметить, что на любом этапе эксплуатации значительная часть резервуаров имеют осадки, выходящие за пределы технических допусков. С учетом этого в расчетные оценки напряжений необходимо во всех случаях вводить некоторый коэффициент k , учитывающий возможное увеличение напряжений, вызванное неравномерными осадками [3, 4].

Результаты расчетов на основе применения программных расчетных комплексов показывают, что в случаях, когда параметр неравномерности осадок превышает нормативно допустимый не более чем в 1,5-2,5 раза, коэффициент k можно принимать равным 1,1 и учитывать его при проверках прочности узла сопряжения цилиндрической стенки с днищем и нижнего пояса стенки.

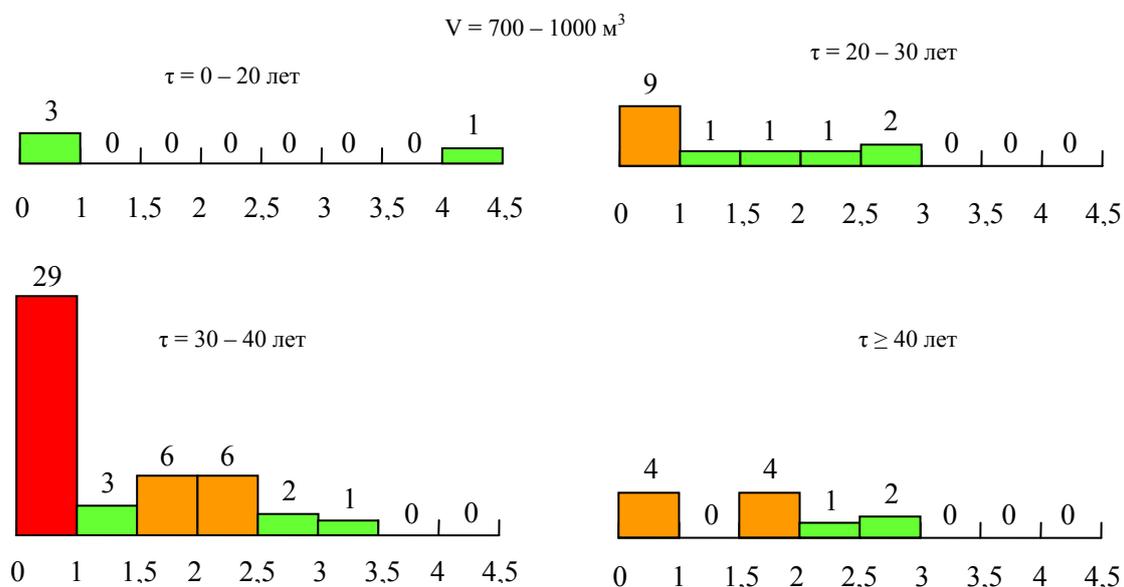


Рис. 3. Гистограммы относительных значений осадок, зафиксированных в различные периоды эксплуатации резервуаров

Дефекты, связанные с изменением толщины, могут дать особые эффекты при оценке деформируемости стенок резервуаров и ее влияния на уточненное измерение объемов нефтепродуктов.

Литература

1. Прочность и устойчивость резервуаров и трубопроводов/ Березин В.Л., Шутов В.Е.. М., «Недра», 1973.- 200с.
2. О влиянии технологии изготовления на несущую способность стальных резервуаров. //Проблемы прочности/ Гудрамович В.С., Деменков А.Ф., Егоров Е.А., Репринцев А.В. 2006. №4. с.125-131.
3. Прочность оборудования газонефтепроводов и хранилищ/ Саруев А.Л. Издательство ТПУ.
4. Примеры расчета металлических конструкций/ Мандриков А.П. М.: ООО ИД "Альянс", 2006. – 431 с.

**УНИВЕРСАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ХАРАКТЕРИСТИК ТЕЧЕНИЯ УГЛЕВОДОРОДНОГО СЫРЬЯ****С.С. Байкин****Научный руководитель доцент А.В. Рудаченко
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия**

Данная работа посвящена проблеме исследования гидравлических характеристик трубопроводов и насосов, характера течения жидкости, анализа прохождения внутритрубных снарядов, возможности реализации последовательной перекачки продуктов, исследования термодинамических характеристик в процессе перекачки.

Необходимость разработки стендов и проведение исследований очевидно и занимает большой интерес у отечественных и зарубежных исследователей.

Одной из основных задач является обеспечение экономической эффективности перекачки углеводородного сырья при сохранении условий безопасности.

В процессе исследования были рассмотрены существующие виды гидравлических стендов и определяемые ими параметры. Для большинства из них известны напорно-расходные характеристики, но данные стенды не позволяют определить и исследовать характер истечения жидких и газообразных продуктов, скоростные характеристики, количественные показатели гидравлических сопротивлений, влияние отдельных элементов на гидравлическое сопротивление, а также реализовать различные схемы перекачки. Большинство из них изготовлено в единичных экземплярах и носят характер узкоспециализированных лабораторных стендов. Перед нами встала задача разработать стенд, лишенный данных недостатков и обладающий расширенными возможностями.

Нами была предложена конструкция универсального стенда, позволяющего анализировать условия прохождения углеводородного сырья через различные участки трубопровода; исследовать течения совместно с очистными устройствами и внутритрубными инспекционными приборами; исследовать последовательную транспортировку разнородных продуктов при различных режимах перекачки, в различных зонах трения и при использовании различных видов разделителей; выбрать оптимальные условия транспортирования; определить влияние ингибиторов и присадок на скоростные характеристики потока.

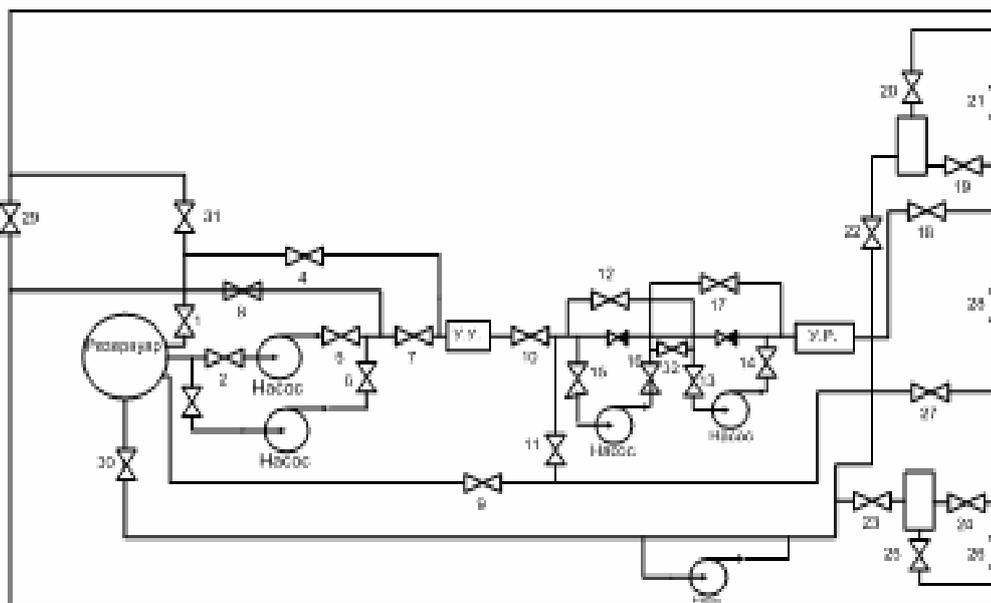


Рис. 1. Технологическая схема

Особенностью данного стенда является то, что можно визуально наблюдать за движением углеводородного сырья, снарядов, характером раздела перекачиваемых сред, так как трубопровод выполнен из прозрачного материала.

Разработанный гидравлический стенд может работать как с параллельно так и с последовательно включенными насосами по схеме перекачки "из насоса в насос", "через резервуар" или с "подключенным резервуаром". Данные режимы осуществляются с помощью переключения задвижек.

Продольные усилия и изгибающие моменты в балочных, шпренгельных, висячих и арочных надземных трубопроводах следует определять в соответствии с общими правилами строительной механики. При этом трубопровод рассматривается как стержень (прямолинейный или криволинейный).

При наличии изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях расчет следует производить по их равнодействующей. В расчетах необходимо учитывать геометрическую нелинейность системы.

Диаметр и длина рассчитываемого трубопровода составляют соответственно 159 мм и 75 м.

Расчетную толщину стенки трубопровода следует определять по формуле:

$$\delta = \frac{n \cdot P \cdot D_H}{2(R_1 + n \cdot P)};$$

(1)

где $n=1,1$ - коэффициент надежности по нагрузке - внутреннему рабочему давлению в трубопроводе (СНиП 2.05.06-85*табл. 13);

$P=1,6$ МПа -рабочее давление в трубопроводе;

$D_H=0,159$ м — наружный диаметр трубы;

R_1 —расчетное сопротивление растяжению, определяется по формуле:

$$R_1 = \frac{R_1^H \cdot m_0}{k_1 \cdot k_n}; \quad (2)$$

где $m_0=0,9$ - коэффициент условий работы трубопровода (СНиП 2.05.06-85* табл. 1); $k_1 = 1,34$ - коэффициент надежности по материалу (СНиП 2.05.06-85 * табл. 9); $k_n=1$ - коэффициент надежности по назначению трубопровода, для трубопроводов $D < 1000$ мм (СНиП 2.05.06-85*);

R_1^H - нормативное сопротивление растяжению металла труб и сварных

соединений, принимается равным минимальному значению временного сопротивления $\sigma_{вр} = 540$ МПа.

Проверку на прочность трубопроводов следует производить из условия

$$|\sigma_{пр}| \leq \psi_4 R_2, \quad (3)$$

где $\sigma_{пр}$ - максимальные продольные напряжения в трубопроводе от расчетных нагрузок и воздействий, МПа; ψ_4 - коэффициент, учитывающий двухосное напряженное состояние металла труб и определяется по данной формуле;

R_2 - расчетное сопротивление, МПа.

Для предотвращения недопустимых пластических деформаций подземных трубопроводов проверку необходимо производить по условиям:

$$|\sigma_{пр}^H| \leq \psi_3 \cdot \frac{m_0}{0,9 \cdot k_n} \cdot R_2^H; \quad (4)$$

$$\sigma_{кш}^H \leq \frac{m_0}{0,9 \cdot k_n} \cdot R_2^H \quad (5)$$

Все условия выполнены. В результате расчета принимаем толщину стенки равную 4,5 мм.

Для гидравлического расчета использовали следующие основные формулы и уравнения:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\omega_1^2}{2 \cdot g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\omega_2^2}{2 \cdot g} + h_{1-2} \quad (6)$$

где P_1, P_2 – давления в сечениях 1 и 2, Па;

ρ – плотность, кг/м³;

ω_1, ω_2 , – средние линейные скорости в сечениях 1 и 2, м/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

– формула Дарси–Вейсбаха для определения потерь напора на преодоление трения по длине трубопровода круглого сечения при любом режиме течения

$$h_T = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\omega^2}{2 \cdot g}, \quad (7)$$

где L – длина трубопровода, м;

d – внутренний диаметр, м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

λ – коэффициент гидравлического сопротивления.

g – ускорение свободного падения, м/с²;

– формула Вейсбаха для определения потерь напора в местных сопротивлениях

$$h_M = \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \frac{\omega_i^2}{2 \cdot g}, \quad (8)$$

где n – число местных сопротивлений;

ω – средняя скорость потока за местным сопротивлением;

ξ – коэффициент местного сопротивления, зависящий от его геометрической формы, состояния внутренней поверхности и числа Re , а для запорных устройств и от степени их открытия.

Произведя гидравлический расчет и построив линии гидравлического уклона при различных режимах работы, мы получили, что наименьшие гидравлические потери будут при перекачке из «насоса в насос» при последовательном их соединении (рис. 2).

Для определения рабочей точки при совместной работе насосов и трубопровода используется уравнение баланса напоров

$$h_n + H_{сТ}(Q) = h_k + (Z_2 - Z_1) + h_{1-2}(Q) \quad (9)$$

где h_p – подпор перед перекачивающей станцией;
 $H_{ст}(Q)$ – гидравлическая характеристика насосов;
 h_k – напор в конце участка;
 z_2, z_1 – высотные отметки начала и конца участка;
 $h_{1-2}(Q)$ – потери напора

Произведя расчеты совместной работы насосов и трубопровода при различных режимах перекачки и при различных способах включения насосов, получили следующие Q-H характеристики (рис. 3).

Зная гидравлический уклон и напорно-расходные характеристики, мы можем определить величину напора и производительность на любом участке трубопровода, что позволит нам выбрать наиболее оптимальные условия и режимы перекачки углеводородного сырья. А это в свою очередь позволит повысить эффективность транспортировки.

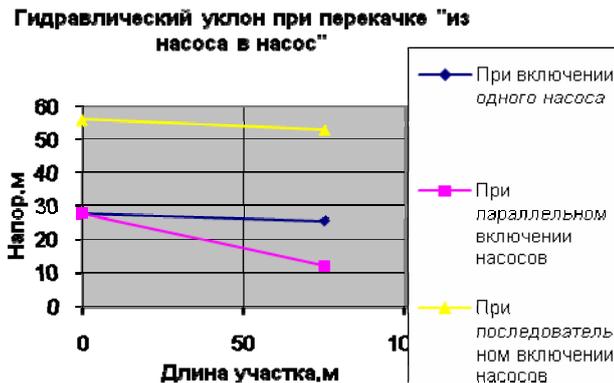


Рис. 2. Гидравлический уклон

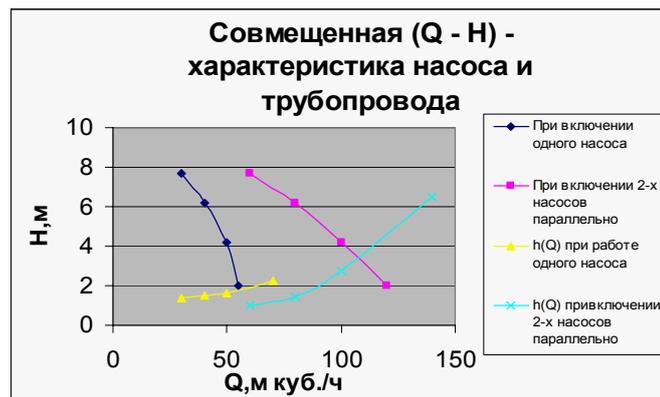


Рис. 3. Q-H характеристика насоса и трубопровода

В состав разработанного нами стенда входит следующее оборудование и узлы: 2 насоса Д 160-112 для перекачки жидкости ($Q=80 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H=28 \text{ м}$); 2 насоса КМ 100-65-200/4-5 для подпора ($Q=50 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H=12,5 \text{ м}$); стальные трубы ($D=159 \text{ мм}$); трубы из оргстекла ($D=159 \text{ мм}$); запорная арматура (30с15нж - задвижка клиновидная литая Ду150); предохранительная арматура; узел учета нефти; узел регулирования давления; камеры приема и пуска средств очистки и диагностики; емкость для жидкости ($V=2 \text{ м}^3$); насос 1В 80/50 – 6,3/5 для откачки жидкости из КПСОД($Q=6,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H=5 \text{ м}$); соединение трубопровода – фланцевое или с помощью муфт (VICTAULIC).

В работе был произведен гидравлический расчет трубопровода при различных режимах перекачки, при работе одного и двух параллельно и последовательно включенных насосных агрегатов, проанализированы различные режимы течения жидкости, произведен расчет проверки прочности и устойчивости трубопровода, определены характеристики совместной работы насосов и линейной части трубопровода, рассмотрены различные режимы работы насосов и трубопровода и исследованы их гидравлические характеристики.

Разработана конструкторская документация и начат монтаж стенда.

Литература

1. Трубопроводный транспорт нефти. Под ред. С.М. Вайнштока. Учебник. - М.: Недра, 2004. - 621с.
2. Роттэ А.Э. Испытания насосных установок.- М.: Недра, 1967. - 157с.
3. Яременко О.В. Испытания насосов. - М. «Машиностроение» 1976. 222 с.

4. Нефтепромысловое оборудование. Справочник/ Под ред. Е.И. Бухаленко - 2-е изд. перераб. и доп.- М.: Недра, 1990. 559с.
5. Типовые расчеты при проектировании и эксплуатации нефтебаз и нефтепроводов. Учебное пособие для ВУЗов. П.И. Тугунов, В.Ф. Новоселов, А.А. Коршак, А.М. Шаммазов. Уфа. ООО «Дизайн Полиграф Сервис». 2002 – 658 стр.
6. Строительные нормы и правила (СНиП) 2.05.06-85* «Магистральные трубопроводы».
7. Типовые расчеты при сооружении трубопроводов. Л.А. Бабин, П.Н. Григоренко, Е.Н. Ярыгин. М. Недра. 1995 – 245 стр.
8. Лурье М.В. Задачник по трубопроводному транспорту нефти, нефтепродуктов и газа.- М. Недра. 2003 – 349 стр.
9. Нефтегазовое строительство. Учебное пособие для ВУЗов. – М.: Издательство Омега – Л, 2005 – 774стр.

ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛООБМЕН ВЯЗКИХ СРЕД В ТРУБОПРОВОДАХ ПЕРЕМЕННОГО ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ

М.Г. Дашкин

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов
Томский государственный университет, г. Томск, Россия

Аннотация

В настоящей работе численно исследуются течение и теплообмен в трубопроводах, с постоянным и переменным поперечным сечением при движении жидкостей и газов в условиях ламинарного и турбулентного режима течения. Анализируется тонкая структура потока в условиях рециркуляций и отрыва течения. Достоверность расчета оценивается многочисленными сравнениями локальных и интегральных параметров с опытными и теоретическими данными других авторов. Анализируются механизмы процессов переноса импульса, тепла, достоинства модели турбулентности в данных условиях. Сделаны выводы о возможностях модели как базы для многопараметрических моделей переноса реинольдсовых напряжений и турбулентных скалярных потоков.

1. Введение

Расчет течения и теплообмена при ламинарном и турбулентном режиме движения жидкостей и газов в трубопроводах переменного течения интересен с практической точки зрения. Такие течения характеризуются сложными эффектами отрыва, присоединения потока, включают области рециркуляционного движения. Предсказание таких областей очень важно с точки зрения конструирования трубопроводов для предотвращения нежелательных режимов работы устройств и износа их элементов. При определении достоинств алгоритма первоначально рассматривалось установившееся ламинарное, а затем и турбулентное осесимметричное течение газов и жидкостей и теплообмен в трубопроводах с постоянным и переменным поперечным сечением. В таких условиях уделяется повышенное внимание к численному алгоритму решения задачи, его способности корректно описывать развивающиеся ламинарные и турбулентные течения в каналах с особенностью области движения рабочей среды.

2. Математическая постановка

Общая система дифференциальных уравнений к описанию вихревого сдвигового течения однородного инертного потока и теплообмена в трубопроводах с изотермической стенкой в отсутствии внешних сил, объемных источников тепла при переменных теплофизических свойствах рабочей среды, в случае цилиндрической симметрии имеет вид [1] и включает уравнения неразрывности, осредненные уравнения Навье – Стокса (динамические уравнения Рейнольдса), уравнения энергии:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rv) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial r}]; \quad (2)$$

$$\frac{\partial P}{\partial r} = 0;$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\lambda + \lambda_t) \frac{\partial T}{\partial r}]. \quad (3)$$

Обозначения общепринятые. Переменность теплофизических свойств от температуры определяется зависимостью Саттерленда.

2.1. Замыкание системы определяющих уравнений

Данную систему необходимо дополнить зависимостями, определяющими коэффициенты турбулентного обмена μ_t, λ_t . Последние приведены согласно [5]:

$$\mu_t / \mu = \alpha \text{Re}_t [1 - \exp(-\sigma_2 \text{Re}_t^2) + \sigma_3 \text{Re}_t^{1/2} \exp(-\sigma_1 \text{Re}_t^2)], \quad \text{Re}_t = \rho \sqrt{EL} / \mu, \quad \lambda_t = \frac{-\rho C_p \overline{u'_j t'}}{\partial T / \partial x_j},$$

где при определении кинетической энергии турбулентности K и интегрального масштаба турбулентности L используется $K - L$ модель Глушко. Предпочтение отдается $K - L$ модели турбулентности так как, она более экономична при построении решений и имеет вид [4, 5]

$$\rho \left(u \frac{\partial K}{\partial x} + v \frac{\partial K}{\partial r} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu + b_1 \mu_t) \frac{\partial K}{\partial r}] + \mu_t \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 - \frac{b_2 (\mu + b_1 \mu_t)}{L^2} K, \quad (4)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial L}{\partial x} + v \frac{\partial L}{\partial r} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [r(\mu + b_3 \mu_t) \frac{\partial L}{\partial r}] - b_4 \frac{K}{L} \mu_t \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + B b_5 \sqrt{K \rho} \left(1 - \frac{L}{(R-r)^2} \right) \quad (5)$$

Численное интегрирование уравнений (1) – (5) выполнено на неравномерных сетках с оригинальным способом нахождения поля давления, основанном на идеях Л.М. Симуни. Используются экономичные неявные конечно-разностные схемы, схемы расщепления по физическим процессам с последующим применением методов прогонки и установления. Аппроксимация производных осуществляется со вторым порядком точности относительно шагов в осевом и радиальном направлениях.

3. Результаты расчета

С целью выяснения достоинств метода, для оценки точности результатов привлекались теоретические и опытные данные ряда авторов о течении и теплообмене во внутренних системах. Численное исследование выполнено в широком диапазоне изменения определяющих параметров ($Re = 2 \cdot 10^2 \div 5 \cdot 10^5, h/R = 0 \div 0.5$). О точности метода можно судить по данным рис. 1 – 3.

Некоторые данные об изменении локальных и интегральных параметров представлены на рисунках.

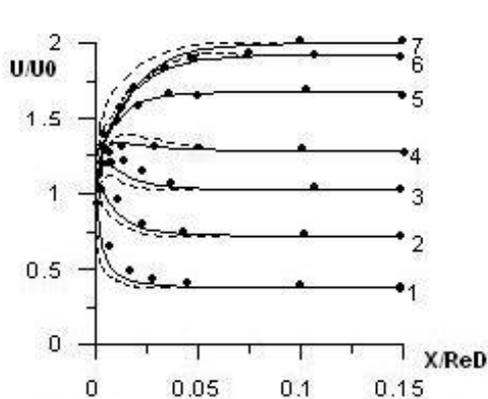


Рис.1 а). График изменений относительной осевой скорости по длине трубы в различных точках по радиусу (1 – $y/R=0.1$; 2 – 0.2; 3 – 0.3; 4 – 0.4; 5 – 0.6; 6 – 0.8; 7—1.0) при ламинарном режиме течения.

Точками отмечены опытные данные Пфеннингера, сплошной линией – результат численного расчета.

Пунктирной линией – учет переменности теплофизических свойств рабочего тела

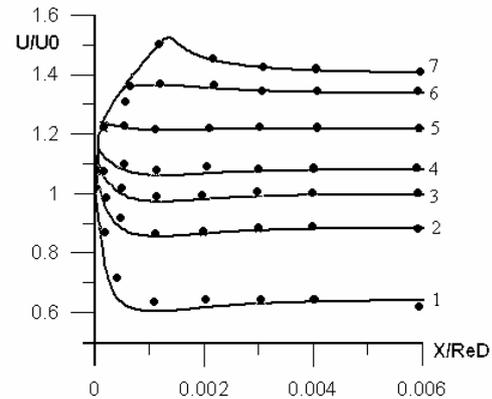


Рис.1 б). График изменений относительной осевой скорости по длине трубы в различных точках по радиусу (1 – $y/R=0.1$; 2 – 0.2; 3 – 0.3; 4 – 0.4; 5 – 0.6; 6 – 0.8; 7—1.0) при турбулентном режиме течения.

Значками отмечены опытные данные Рейхардта, Азада (1980 г. F.M.J.)

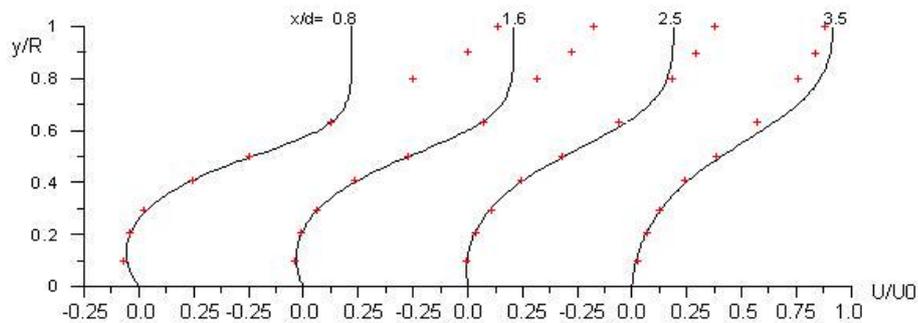


Рис. 2. Распределение относительной осевой скорости по радиусу трубы с внезапным расширением в различных точках по длине. Высота уступа $d/D=0.5, Re=100$. 1-0.8D, 2-1.6D, 3-2.5D, 4 -3.5D. Здесь линии расчет, значки данные (J.P. Lewis and R.H. Pletcher)

Данные расчета течения и теплообмена в трубопроводах постоянного и переменного поперечного сечения в условиях турбулентного течения вполне адекватны К – L модели турбулентности учитывающей сложный характер конвективно-диффузионных процессов в жидкости.

Детальный анализ тепловой задачи указывает на интенсификацию процессов теплообмена с ростом скачка площади поперечного сечения.

Литература

1. Launder R.E. Heat and Mass Transport in Turbulence – Topics in Applied Physics. Berlin: Springer, 1976 - 232p.
2. Turbulent Shear Flows I //F. Durst, B.E. Launder, F.W. Schmidt, J.H. Whitelaw. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York 1979 - 430p.
3. Глушко Г.С. Некоторые особенности турбулентных течений несжимаемой жидкости с поперечным сдвигом. // Известия АН СССР. Механика жидкости и газа. 1971. №4. с128 -136
4. Лойцянский Л.Г Механика жидкости и газа. Наука 1987 - 668с.
5. Харламов С.Н. Математические модели течения и теплообмена во внутренних задачах динамики вязкого газа. Томск: Изд-во Том ун-та, 1993 - 178с.

РАЗРАБОТКА СПОСОБА ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ ОТ КОРРОЗИИ ПОДЗЕМНЫХ СТАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

А.В. Жилин

Научный руководитель доцент В.И. Хижняков

Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Коррозионное растрескивание стенки нефтегазопроводов под напряжением (КРН, стресс-коррозия) стало основной причиной аварийных ситуаций на магистральных трубопроводах. В настоящее время доля аварий на магистральных нефтегазопроводах по причине КРН превышает 40 %. Число таких разрушений значительно увеличивается по мере старения трубопроводного парка страны, максимальное количество аварий приходится на возраст трубопроводов от 10 до 20 лет [4].

В настоящее время не существует способов обнаружить раннюю стадию коррозионного растрескивания. Все существующие дефектоскопы не позволяют выявлять причины образования такого растрескивания, а обнаруживают уже существующие трещины.

Цель данного исследования – выявить причины появления коррозионного растрескивания и исключить или уменьшить влияние этих причин.

Для защиты подземных трубопроводов от наружной коррозии применяют катодную защиту. К защищаемому подземному трубопроводу подключают отрицательный полюс источника постоянного тока, в результате чего, основной окислитель грунта - кислород, «связывается» электронами, поступающими от станции катодной защиты, а не электронами кристаллической решетки стенки трубопровода [1, 2].

В процессе исследований было выявлено, что неправильно выбранный режим катодной защиты является одним из стимуляторов образования стресс-коррозионных трещин. Катодная защита весьма эффективна, когда плотность тока катодной защиты равняется плотности тока коррозии, т.е. плотности тока восстановления кислорода. Такое равенство токов реализуется в области потенциалов катодной защиты от минус 0,8 до 1,02 В по м.э.с. На практике же, режим катодной защиты завышают до разрешенного ГОСТ Р 51164-98 потенциала минус 3,5 В по м.э.с., чтобы избежать режима недозащиты при неудовлетворительном состоянии изоляционного покрытия. Ход экспериментальных результатов показал, что увеличение защитного потенциала выше 1,02 В не приводит к существенному уменьшению остаточной скорости коррозии, но одновременно вызывает резкое возрастание плотности тока катодной защиты (рис.). Это приводит к началу протекания нежелательной электродной реакции - катодного разложения воды с выделением водорода, который проникает в кристаллическую решетку стенки трубопровода. Расчеты показали, что в этом случае более 95 % электрической энергии тратится не на подавление коррозии подземного трубопровода, а на получение водорода из почвенного электролита.

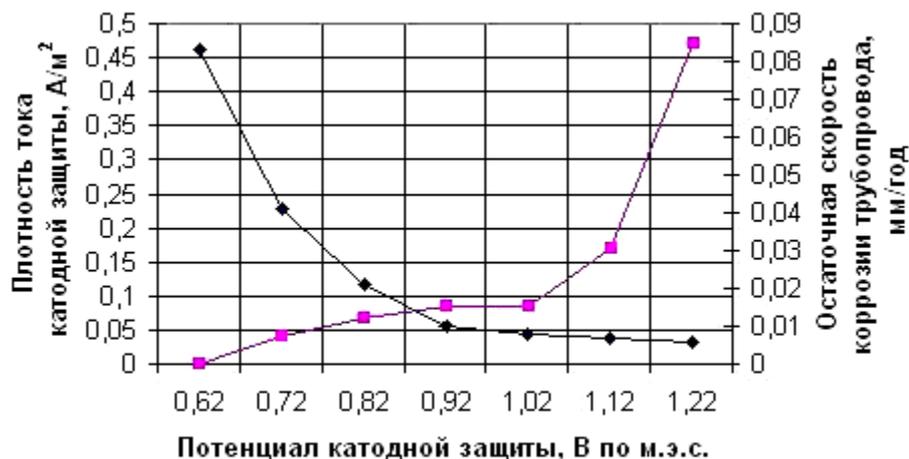


Рис. Соотношение между плотностью поляризующего тока и остаточной скоростью коррозии трубопровода при различных потенциалах катодной защиты

Так при завышенных режимах катодной защиты происходит электролитическое наводороживание трубной стали с образованием в приповерхностном слое множества мелких вздутий металла, так называемых, блистеров, внутри полости которых находится молекулярный водород под давлением, достигающем 1000-2000 атм. Если режим катодной защиты оставить неизменным, то давление водорода внутри блистера будет возрастать до какого-то критического значения, пока блистер не лопнет, в результате чего, образуется поверхностная микротрещина длиной 1-3 мм – «водородный надрез». Существующие внутритрубные приборы-дефектоскопы способны выявлять трещины, глубиной более 20 % толщины стенки трубопровода и такие микротрещины остаются незамеченными. В дальнейшем, эта микротрещина растет и сливается с множеством других таких же микротрещин, образуя магистральную трещину, приводящую к мгновенному аварийному

разрыву напорного трубопровода. Длина такого разрыва в большинстве случаев превышает 10 м и сопровождается взрывами и пожарами [3].

Эффективным помощником при образовании стресс-коррозионных трещин является рабочее давление транспортируемого по трубопроводу продукта. Наводороживание трубной стали без воздействия внутреннего давления не способно вызывать появление стресс-коррозионных трещин даже при потенциалах катодной защиты 3,5 В по м.э.с по крайней мере в ближайшие 120 – 150 лет.

С целью выявления влияния рабочего давления был проведен расчет инкубационного периода, т.е. времени для накопления критической концентрации водорода для разрыва блистера и зарождения микротрещины при одновременном воздействии электролитического наводороживания и растягивающих напряжений, создаваемых давлением транспортируемого продукта. Выявлено, что с увеличением внутреннего давления в трубопроводе, критическое давление водорода для разрыва блистера становится меньше, продолжительность инкубационного периода значительно уменьшается и лежит в пределах 10 – 20 лет.

Это объясняет причину появления стресс-коррозии прежде всего на магистральных газопроводах, где рабочее давление больше, чем на нефтепроводах в 1,5 – 2 раза.

На основе полученных результатов разработан аппаратно-программный комплекс, позволяющий количественно определять режимы катодной защиты и степень электролитического наводороживания стенки трубы в зависимости от давления транспортируемого продукта. В состав комплекса входит специальный коррозионно-индикаторный зонд, полярограф и программное обеспечение ТА-Коррозия, которые были изготовлены в качестве опытного образца в единственном экземпляре.

Исследованиями установлено, что когда плотность тока катодной защиты превышает плотность предельного тока по кислороду в 50 и более раз, происходит интенсивное электролитическое наводороживание металла трубы, при незначительном увеличении защитного эффекта ЭХЗ. Это было принято за критическое значение режима катодной защиты, превышение которого может инициировать развитие стресс-коррозии.

Были проведены экспериментальные исследования в лабораторных и трассовых условиях. В момент проведения работ на нефтепроводе «Александровское – Анжеро–Судженск» ОАО «Центрсибнефтепровод» на СКЗ №15 был установлен защитный потенциал -2,35 В м.э.с. Было выявлено, что в точке дренажа величина плотности защитного тока превышает плотность предельного тока по кислороду более чем в 100 раз (средняя плотность тока по кислороду – 0,636 А/м²). По мере удаления от точки дренажа по трассе, это отношение уменьшилось до 80. В связи со значительным сроком эксплуатации этого нефтепровода, возможно предположить, что существует вероятность значительной степени наводороживания стенки трубы и зарождения коррозионных трещин.

Рекомендуется с помощью этого комплекса оценить существующие режимы катодной защиты на дочерних предприятиях ОАО «Газпром» и ОАО «АК«Транснефть» и в случаях, когда имеет место режим перезащиты, снизить значение защитного потенциала до безопасного по данной методике с учетом действующего ГОСТ Р 51164-98 и, тем самым, оптимизировать катодную защиту с целью предотвращения зарождения стресс-коррозионных трещин по истечении некоторого инкубационного периода [5].

Полученная совокупность теоретических и экспериментальных исследований впервые позволяет продиагностировать, определить степень опасности, с опережением принять соответствующие меры и исключить аварийное разрушение действующих подземных трубопроводов.

Литература

1. Изотов В.И., Поздняков В.А. Выявление и механизм образования хрупких микротрещин в феррито-перлитной трубной стали при растяжении в условиях наводороживания // ФММ. – 2001. – Т. 91. – №5. – С. 84 – 90.
2. Качанов Л.М. Основы механики разрушения. – М.: Наука, 1974.
3. Лидер А.М. Динамика накопления водорода и дефектов в титане и нержавеющей стали при электролитическом насыщении водородом: Диссертация на соискание уч. степени канд. технич. наук. – Томск, 2002.
4. Матвиенко А.Ф., Балдин А.В. Коррозионное растрескивание под напряжением сталей магистральных газопроводов. Аварийные разрушения // ФММ. – 1998. – Т.86. – №2. – С. 139 – 146.
5. Работнов Ю.Н. Введение в механику разрушения. – М.: Наука, 1987.

КРИТЕРИИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА И РЕМОНТА МАГИСТРАЛЬНЫХ И ПРОМЫСЛОВЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Т.В. Жилина, А.С. Кремис

Научный руководитель доцент В.Г. Крец

Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

При анализе проектных решений и исследовании математических моделей, описывающей какую-либо технологическую систему, обычно требуется найти некоторые значения интересующих переменных. Эти значения определяются из условия обращения критерия оптимальности в минимум или максимум.

Конкретный вид критерия оптимальности выбирается в зависимости от задачи, стоящей перед исследователем, от целевой направленности моделирования.

Применительно к машинам и оборудованию для строительства и ремонта магистральных и промысловых трубопроводов может быть назначен (чаще всего экспертным путем) ряд критериев или эксплуатационных свойств, которые могут быть применены при решении задач синтеза (проектирования) и анализа (выявления резервов).

Эти критерии, характеризующие эксплуатационные свойства машин и оборудования, обусловлены современным уровнем развития науки и техники, в настоящее время четко не обозначены и представляют не простую задачу.

Рассмотрим основные критерии или комплекс эксплуатационных свойств, характеризующие качество эксплуатации машин.

Комплекс эксплуатационных свойств – это необходимое и достаточное для всесторонней оценки эффективности использования машины на стадии ее эксплуатации число свойств и их показателей. Системный подход позволяет проводить анализ и синтез различных по природе и структуре эксплуатационных свойств машины, т.е. выявлять и оценивать степень влияния различных факторов на эффективность функционирования системы, например комплекс машин для строительства трубопроводов.

Установлено, что машины различных принципов действия, конструктивного исполнения и применения имеют различные комплексы эксплуатационных свойств (например, комплекс эксплуатационных свойств одноковшового экскаватора отличается от аналогичного комплекса изолировочно-очистных комбайнов). В каждом конкретном случае специалист (эксперт), анализирующий эксплуатационные свойства машины, составляет соответствующий комплекс, используя методологию системного анализа.

На рисунке представлена классификация критериев эксплуатационных свойств машин и оборудования для строительства и ремонта магистральных и промышленных трубопроводов, состоящая из пяти взаимосвязанных систем, обладающих прямыми и обратными связями, что обуславливает его способность к саморегулированию, ориентирована на человеческий фактор, составленная нами с использованием работ [1, 2, 3, 4]. Такое положение в настоящее время закреплено законами РФ «О защите прав потребителей» и «О сертификации продукции и услуг». Например, при сертификации машин строительного комплекса определяется соответствие показателей их безопасности, эргономичности и экологичности нормативным требованиям.



Рис. Классификация критериев эксплуатации машин и оборудования для строительства и ремонта магистральных и промышленных трубопроводов

В таком комплексе отдельные эксплуатационные свойства характеризуются единичными показателями, которые объединяются в комплексные, групповые или обобщенные показатели системы и непосредственно влияют на интегральный показатель эффективности эксплуатации машины.

Объединенные в первой системе свойства ресурсопотребления, характеризуют экономичность эксплуатации машины: топливную экономичность, эксплуатационную материалоемкость, трудоемкость выполнения работ по обслуживанию и потребность в запасных частях.

Вторая система, характеризующая функциональное назначение машины, объединяет свойства, определяющие основные функции, которые обуславливают область ее применения. Это производительность, проходимость, универсальность и информативность.

Третья система, определяющая новые показатели сервиса, характеризует степень ответственности изготовителя перед потребителем машин. В нее входят показатели надежности, долговечности, ремонтнопригодности, транспортабельности.

Четвертая система объединяет социально значимые свойства машины. Они оказывают влияние на жизнь, здоровье, эстетические потребности человека, сохранность его имущества и окружающей среды. К ним относятся безопасность, эргономичность (комфортабельность), экологичность, эстетичность.

Пятая система включает в себя показатели экономической эффективности машин, на которых базируется интегральный показатель качества, то есть цену приобретения, цену эксплуатации, скидки и льготы поставщика, размеры налоговых платежей и сборов.

Все критерии взаимосвязаны со стоимостью выполнения технологического процесса.

Приведенный комплекс критериев эксплуатационных свойств машин может совершенствоваться по мере накопления опыта и знаний о качестве продукции.

Литература

1. Головин С.Ф., Коншин В.М., Рубайлов А.В. Эксплуатация и техническое обслуживание дорожных машин, автомобилей и тракторов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 464 с.
2. Крец В.Г. Исследование технологии и оптимизация параметров уборки горной массы при проведении горизонтальных горноразведочных выработок: Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. – Томск, 1979.
3. Крец В.Г., Лукьянов В.Г. Нефтепромышленное оборудование: комплект каталогов. – Томск, 1999. – 900 с.
4. В.И. Минаев Машины для строительства магистральных трубопроводов. Учебник. – М.: Недра, 1985. – 440 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ ЗАКРУЧЕННОГО ЛАМИНАРНОГО ПОТОКА ВЯЗКОГО ГАЗА В КАНАЛАХ

В.Ю. Ким

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов
Томский государственный университет, г. Томск, Россия

В данной работе представлены результаты расчета ламинарного течения и теплообмена на коротких и протяженных участках труб и каналов с прямоточным и закрученным движением рабочей среды (жидкости, газа). Анализируются механизмы затухания крутки, развития потока в трубопроводе. Имеется удовлетворительное согласование расчетных и опытных данных локальных и интегральных параметров.

Закрученные течения широко распространены в технических приложениях, нефтяной и газовой промышленности. Как показывают экспериментальные исследования, закрутка радикальным образом влияет на все поле течения, тепло и гидродинамические параметры. Наложение на течение закрутки может интенсифицировать процессы переноса, усиливая даже малейшее возмущение, но вместе с тем может использоваться для экстенсификации и уменьшения воздействия на поле течения различных возмущающих факторов. Такие течения характеризуются анизотропией и включают протяженные области рециркуляции [1, 2].

В отношении закрученных потоков также необходимо отметить, что режим вращения может формироваться различными способами. Например, закрутка на входе в рассматриваемый участок трубы может осуществляться с помощью аксиально-лопаточного или шнекового завихрителя, а также путем тангенциального подвода жидкости через одно или несколько периферийных отверстий, через улитку или через тангенциально-лопаточный аппарат. Также во многих технических устройствах (например, в охлаждающих трактах) используются вращающиеся трубы, которые закручивают поток по всему полю течения.

Закрученный поток характеризуется соизмеримым отношением двух компонент вектора скорости (осевой и тангенциальной), а также наличием существенных поперечного и продольного градиентов давлений.

В настоящей работе рассматривается ламинарное не изотермическое течение вязкой несжимаемой жидкости или слабосжимаемого газа в круглой цилиндрической трубе с нагревающими поток стенками при наличии двух режимов закрутки: локальной крутки на входе; с помощью вращающейся стенки. Предполагается, что течение является вращательно – симметричным, внешние силы отсутствуют, теплофизические свойства среды являются функциями температуры.

В таких условиях течение и теплообмен описываются следующими уравнениями [3]:

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(rV) = 0; \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial x} + V \frac{\partial U}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial U}{\partial x} \right] + \frac{1}{\rho} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\mu r \frac{\partial U}{\partial r} \right]; \quad (2)$$

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \rho \frac{W^2}{r}; \quad (3)$$

$$U \frac{\partial W}{\partial x} + V \frac{\partial W}{\partial r} + \frac{VW}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \frac{\partial W}{\partial x} \right] + \frac{1}{\rho} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial W}{\partial r} \right) - \nu \frac{W}{r^2}; \quad (4)$$

$$U \frac{\partial T}{\partial x} + V \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\rho C_p} \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{1}{\rho C_p} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[\lambda r \frac{\partial T}{\partial r} \right]; \quad (5)$$

Обозначения общепринятые.

Граничные условия к системе (1)-(5) представляются в виде:

Локальная крутка на входе:	Вращающаяся секция:
(Вход) $x = 0 : U = U_0 ; V = 0 ; W = W_0 r ; T = T_0$	(Вход) $x = 0 : U = U_0 ; V = 0 ; W = 0 ; T = T_0$

(Выход) $x = L : \frac{\partial f}{\partial x} = 0, f = \{U, W, T\}$	(Выход) $x = L : \frac{\partial f}{\partial x} = 0, f = \{U, W, T\}$
--	--

(На стенке) $r = R : U = V = W = 0 ; T = T_w$	(На стенке) $r = R : W = \Omega R ; U = V = 0 ;$
---	--

(На оси) $r = 0 : \frac{\partial f}{\partial r} = 0, f = \{U, T\};$	$T = T_w$
---	-----------

$V = W = 0$	(На оси) $r = 0 : \frac{\partial f}{\partial r} = 0, f = \{U, T\};$
	$V = W = 0$

Численное решение системы строится с использованием экономичных неявных конечно-разностных схем, схем расщепления по физическим процессам и пространственным переменным, метода Симуни, прогонки и установления по маршевой переменной – время. Аппроксимация производных осуществляется со вторым порядком точности относительно шагов в осевом и радиальном направлениях.

Был построен и протестирован численный алгоритм, основанный на идеях Симуни Л.М. Используя его при вычислении внутреннего течения, были получены результаты, достаточно хорошо согласующиеся с данными ряда других авторов. С целью проверки достоинств численного алгоритма расчета течения и теплообмена, предварительно исследовалось прямооточное течение в трубах и каналах. Некоторые результаты данного течения изображены на рис. 1, 2.

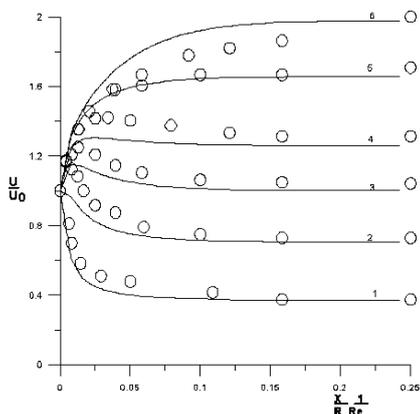


Рис. 1. Распределение безразмерной осевой скорости по длине трубы в различных точках по радиусу. Здесь линии - расчет, значки - опыт Никурадзе. 1- $y/R=0.1$; 2- 0.2 ; 3 - 0.3 ; 4 - 0.4 ; 5 - 0.6 ; 6 - 1.

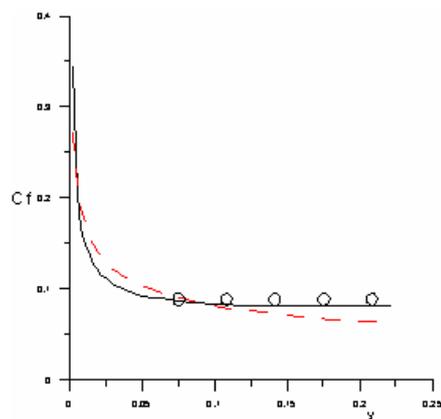


Рис. 2. Распределение гидравлического сопротивления в зависимости от безразмерной приведенной длины X канала. Здесь сплошная линия – результат расчета, прерывистая – критериальная зависимость, значки – закон Стокса

Закрученное течение рассчитывалось при изменении числа крутки от 1 до 5. При умеренных крутках алгоритм представлял хороший результат для сравнения с другими авторами.

Из рисунка видно, что метод вполне успешен в предсказании процесса затухания крутки по длине. Имеется хорошее согласие в значениях тангенциальной скорости в области интенсивного вращения на начальном участке трубы $x/D=1\sim 2$.

Из графиков 4 -7 можно сделать вывод, что при локальной крутки на входе тепловые процессы интенсифицируются на начальном участке трубы, и далее с вырождением крутки – понижаются (рис. 4.). В отношении же теплового потока (рис. 5) распределение по интенсификации не однозначное. Видны две зоны, - зоны интенсификация до $x/D\sim 2$, и зона экстенсификации теплового потока после этого значения. Наличие этих зон связано с изменением профиля скорости по длине канала.

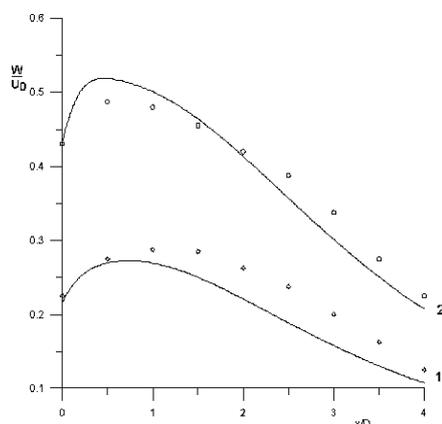


Рис. 3. Распределение тангенциальной компоненты скорости на начальном участке трубы при $r = 0,21$ при разных числах $Ro: 1-Ro=1$; $2-Ro = 2$; В сравнении с данными М.Ф. Шнайдермана и А.И. Еришова [4]. Здесь сплошные линии – расчет, значки – данные Шнайдермана, Еришова

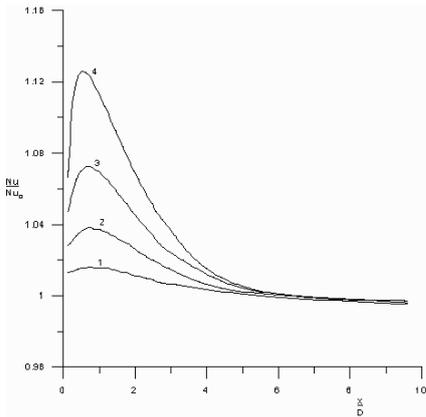


Рис. 4. Распределение безразмерных чисел Нуссельта Nu/Nu_0 в зависимости от числа Россби Ro : 1 – $Ro=1$; 2 – $Ro=1.5$; 3 – $Ro=2$; 4 – $Ro=2.5$ при закрутке на входе

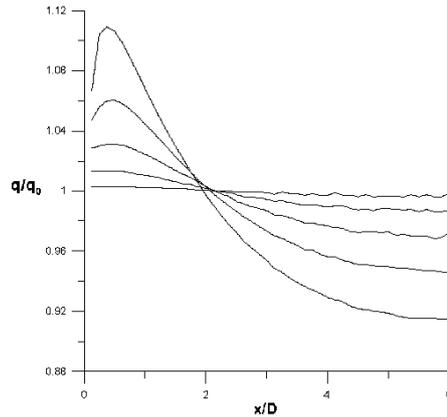


Рис. 5. Распределение безразмерного теплового потока q/q_0 в зависимости от числа Россби Ro : 1 – $Ro=0.5$; 2 – $Ro=1$; 3 – $Ro=1.5$; 4 – $Ro=2$; 5 – $Ro=2.5$ при закрутке на входе

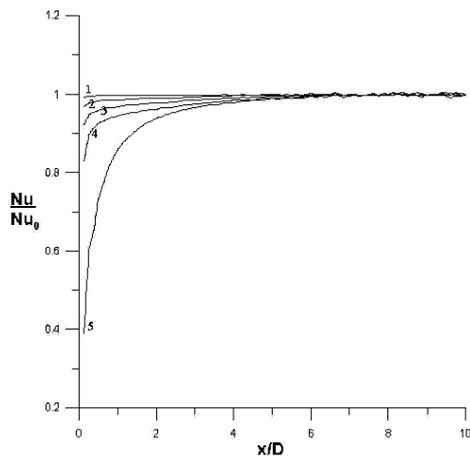


Рис. 6. Распределение безразмерных чисел Нуссельта Nu/Nu_0 в зависимости от числа Россби Ro : 1 – $Ro=0.5$; 2 – $Ro=1$; 3 – $Ro=1.5$; 4 – $Ro=2$; 5 – $Ro=2.5$ во вращающейся трубе

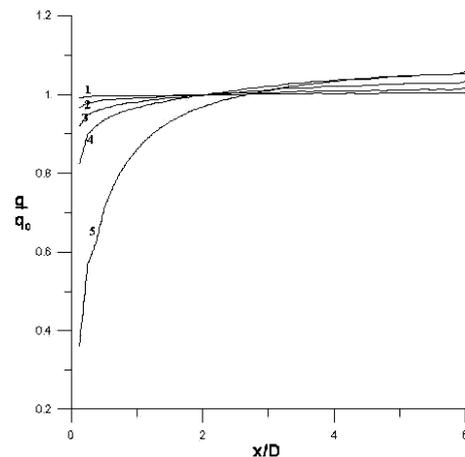


Рис. 7. Распределение безразмерного теплового потока q/q_0 в зависимости от числа Россби Ro : 1 – $Ro=0.5$; 2 – $Ro=1$; 3 – $Ro=1.5$; 4 – $Ro=2$; 5 – $Ro=2.5$ во вращающейся трубе

При течении во вращающейся трубе (рис. 6), наблюдается обратная картина – более низкое значение безразмерного числа Нуссельта на начальном участке трубы при высокой крутке и дальнейшее его выравнивание по мере погашения закрутки. И так же разделение на две области в тепловом распределении – зона экстенсификации вначале и дальнейшая интенсификация по длине канала (рис. 7).

В отношении гидродинамики, в случае закрутки на входе, поведение осредненной осевой компоненты вектора скорости показано на рис. 8. Здесь так же можно сделать вывод об интенсификации гидродинамических процессов у стенки канала, так же при достаточно высоком числе Ro видна зона рециркуляции в ядре потока.

В случае течения во вращающейся трубе, (рис. 9) зоны рециркуляции при больших степенях закрутки обнаруживаются у стенки канала, а зона интенсификации смещается к ядру течения.

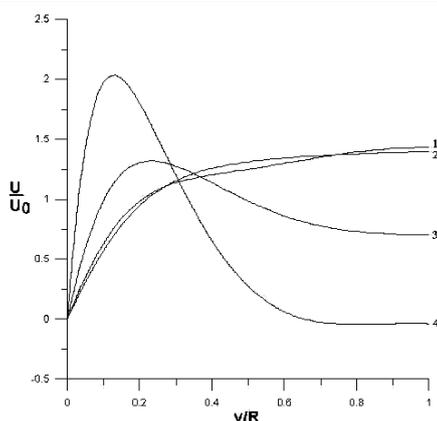


Рис. 8. Радиальное распределение безразмерной осевой компоненты вектора скорости в зависимости от числа Россби Ro : 1 – $Ro=1$; 2 – $Ro=2$; 3 – $Ro=3$; 4 – $Ro=4$ (крутка на входе канала) $x/D=0.25$

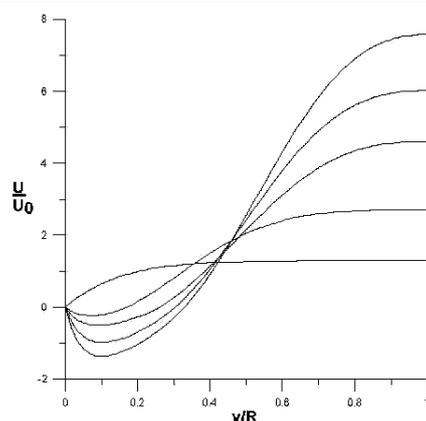


Рис. 9. Радиальное распределение безразмерной осевой компоненты вектора скорости в зависимости от числа Россби Ro : 1 – $Ro=1$; 2 – $Ro=2$; 3 – $Ro=3$; 4 – $Ro=4$; 5 – $Ro=5$ (Течение во вращающейся трубе) $x/D=0,25$

Литература

1. Бубенчиков А.М., Клевцова А.В., Харламов С.Н. Закрученный поток проводящей жидкости в узких трубах при наличии магнитного поля// ММ. 2004. – Т. 16. – № 3. – С. 109 – 122.
2. Бубенчиков А.М., Комаровский Л.В., Харламов С.Н. Математические модели течения и теплообмена во внутренних задачах динамики вязкого газа / Томск: Изд-во ТГУ, 1993. – С.182.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1987. – 840 с.
4. Шнайдерман М.Ф., Ершов А.И. О влиянии закрутки потока на распределение скоростей и температур в круглой трубе// ИФЖ. 1975. – Т. 28. – №4. – С. 630-635.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НЕОБХОДИМОГО КОЛИЧЕСТВА СОРБЕНТА ПРИ АВАРИЯХ НА МАГИСТРАЛЬНОМ ТРУБОПРОВОДЕ

А.С. Козырева¹

Научные руководители старший преподаватель В.А. Шмурыгин¹, А.В. Барышев²

¹Томский политехнический университет, г. Томск, Россия,

²Научно-производственное предприятие «РУНО+», г. Томск, Россия

Результатом аварийных разливов нефти, кроме потерь нефтепродукта, является загрязнение окружающей среды: атмосферного воздуха, земли (грунта), водных объектов. При этом помимо отрицательного экологического эффекта, вероятным является появление значительных материальных потерь. Поэтому уже на стадии прогнозирования ситуационных моделей возникновения АРН необходимо проводить расчет достаточности сил и средств для ликвидации разлива нефти. В настоящей работе представлена модифицированная методика расчета, которая позволит рассчитать необходимое количество сорбента с учетом максимального количества нефти, подлежащего сбору.

Сорбент предназначен для поглощения и фиксации нефтепродуктов с твердой и водной поверхности методом абсорбции, сокращает испарение нефтепродуктов в атмосферу и растворение в воде.

Расход сорбента определен по его абсорбционной способности поглощать в себе нефтепродукт (С). Количество сорбента, согласно РД 153.39.4Р-125.02 «Табель оснащения нефтепроводных предприятий ОАО «АК «Транснефть» техническими средствами для ликвидации аварийных разливов нефти» рассчитывается по следующей формуле [1]:

$$Q = \frac{M \cdot N_{\%}}{C \cdot n}, \text{ кг}$$

где M – количество разлитой нефти, кг;

$N_{\%}$ – процент собираемой сорбентом нефти (согласно данного руководящего документа принимается 2,5 %);

C – сорбционная емкость сорбента, г/г;

n – кратность использования и регенерации сорбента.

Количество сорбента, необходимое для ЛАРН, рассчитывается с учетом следующих условий (определены по результатам учений и опыту ликвидации аварий):

10-15 % – испаряется и эмульгирует;

97-98 % – нефти может быть убрано нефтесборщиками;

2-3 % – составляют нефтяную пленку на грунте;

Недостатком данной методики является то, что процентное значение является усредненной функцией и не имеет прямой зависимости от климатических условий, времени года, характера рельефа.

При расчете необходимого количества сорбента следует учесть, что часть нефти испарится и часть нефти впитается в грунт, таким образом, масса оставшейся нефти будет находиться как разность общего количества вылившейся нефти, массы испарившихся углеводородов и массы нефти, впитавшейся в грунт.

Суммарный объем аварийного разлива нефти из трубопровода рассчитывается по формуле:

$$V_{\Sigma} = V_H + V_3,$$

где V_H – объем разлива нефти до закрытия задвижек (напорный режим), м³;
 V_3 – объем разлива нефти после закрытия задвижек (безнапорный режим), м³.

Объем разлива нефти до закрытия задвижек равен:

$$V_H = Q \cdot t,$$

где Q – объемный расход разлива нефти, м³/с;
 t_y – время до закрытия задвижек, с;

$$Q = \gamma \cdot \mu \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{P_{CP}}{\rho_H}},$$

где γ – поправочный коэффициент, учитывающий трассировку, привязку трубопровода и гидравлические характеристики;

μ – коэффициент расхода (с учетом сопротивления грунта составляет 0.15);

S – площадь аварийного отверстия, м²;

P_{CP} – среднее давление в трубопроводе, Па;

ρ_H – плотность нефти, кг/м³.

Усредненный объем нефти, вытекшей после закрытия задвижек, определяется по формуле:

$$V_3 = 0.083 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L,$$

D – диаметр трубопровода, м;

L – длина трубопровода между отсекающими задвижками, м.

При расчете для трех типов сценариев образования отверстия при аварийном разливе нефти использованы следующие значения площади повреждения трубопровода:

- отверстие площадью $0,0072 \cdot S$, м² (свищ);

- отверстие площадью $0,0448 \cdot S$, м² (трещина);

- отверстие площадью $0,179 \cdot S$, м² (разрыв на полное сечение).

Для обобщения этих сценариев вводится коэффициент $\zeta_{от}$, который характеризует тип образования отверстия. Таким образом, площадь повреждения трубопровода будет определяться соотношением $\zeta_{от} \cdot S$.

Нефтенасыщенность грунта или количество нефти, впитавшейся в грунт, определяется следующим выражением:

$$M_{ВП} = V_{ВП} \cdot \rho$$

где $V_{ВП}$ – объем нефти, впитавшейся в грунт, м³;

ρ – плотность нефти, кг/м³;

Расчет объема впитываемой нефти ($V_{ВП}$) производится по формуле:

$$V_{ВП} = K_H \cdot V_{ГР},$$

где K_H – нефтеемкость грунта (зависит от типа грунта, где произошел аварийный разлив нефти, определяется из исходной таблицы по степени влажности грунта);

Расчет объема грунта насыщенного нефтепродуктами производится по формуле:

$$V_{ГР} = F_{ГР} \cdot h_{CP}, \text{ м}^3$$

где h_{CP} – средняя глубина пропитки грунта на всей площади, м;

$F_{ГР}$ – площадь нефтенасыщенного грунта (площадь земель, загрязненных нефтью), м².

Масса углеводородов, испарившихся с поверхности земли определяется по формуле:

$$M_{ИП} = \frac{q_{ИП} \cdot F_{ГР}}{10^5}, \text{ кг}$$

где $F_{ГР}$ – площадь нефтенасыщенного грунта (площадь земель, загрязненных нефтью), м²;

$q_{ИП}$ – удельная величина выбросов (г/м²), принимается по таблице, приведенной в «Методике определения ущерба окружающей природной среде при авариях на магистральных нефтепроводах» в зависимости от следующих параметров:

- плотности нефти;
- средней температуры поверхности испарения;
- продолжительности процесса испарения свободной нефти с поверхности земли.

В соответствии с требованиями постановления Правительства РФ от 21 августа 2000 г. № 613 «О неотложных мерах по предупреждению и ликвидации аварийных разливов нефти и нефтепродуктов», мероприятия по ЛАРН разрабатываются с учетом максимальных объемов разлившейся нефти, которые определены для трубопровода (ψ):

- трубопровод при порыве -25 процентов максимального объема прокачки в течение 6 часов и объем нефти между запорными задвижками на порванном участке трубопровода ($\psi = 0,25$);

- трубопровод при проколе - 2 процента максимального объема прокачки в течение 14 дней ($\psi = 0,02$).

Учитывая все вышеприведенные условия, получаем соотношения.

Количество нефти, вылившейся из магистрального трубопровода, определяется следующим соотношением:

$$M_{нв} = \left(\gamma \cdot \psi \cdot \mu \cdot \zeta_{от} \cdot S \cdot t \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P_{ср}}{\rho}} + 0,083 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L \right) \cdot \rho,$$

где $M_{нв}$ – масса нефти, вылившейся из магистрального трубопровода, кг;
 γ – поправочный коэффициент, учитывающий трассировку, привязку трубопровода и гидравлические характеристики;
 ψ – коэффициент, учитывающий процент от максимального объема прокачки в зависимости от типа аварии на магистральном трубопроводе;
 $\zeta_{от}$ – коэффициент, учитывающий тип повреждение трубопровода;
 S – площадь аварийного отверстия, м²;
 t – время до закрытия задвижек, с;
 $P_{ср}$ – среднее давление в трубопроводе, Па;
 ρ – плотность нефти, кг/м³;
 D – диаметр трубопровода, м;
 L – длина трубопровода между отсекающими задвижками, м.

Максимальное количество нефти, подлежащее сбору, определяется соотношением:

$$M_p = M_{нв} - (\alpha + \beta),$$

где α – параметр коэффициента испаряемости;
 β – параметр коэффициента нефтенасыщенности;

$$\alpha = \frac{F \cdot q_{исп}}{10^6}, \quad \beta = F \cdot K_H \cdot h_{ср} \cdot \rho,$$

где F – площадь разлива нефти, м²;
 $q_{исп}$ – удельная величина выбросов (г/м²);
 ρ – плотность нефти, кг/м³;
 K_H – нефтеемкость грунта;
 $h_{ср}$ – средняя глубина пропитки грунта на всей площади, м.

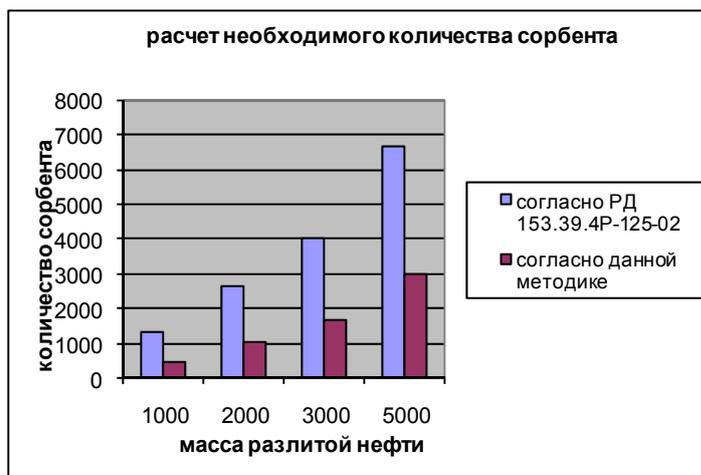


Рис. Расчет необходимого количества сорбента

Расчет необходимого количества сорбента:

$$Q = \frac{(M_{нв} - (\alpha + \beta)) \cdot N_{\%}}{C \cdot n}, \text{ кг}$$

где $M_{нв}$ – масса нефти, вылившейся из магистрального трубопровода, кг;
 $N_{\%}$ – процент собираемой сорбентом нефти;
 α – параметр коэффициента испаряемости;
 β – параметр коэффициента нефтенасыщенности.
 C – сорбционная емкость сорбента, г/г;
 n – кратность использования и регенерации сорбента.

Количество сорбентов, необходимое для ликвидации аварийного разлива нефти размещается в двух соседних пунктах, оснащенных средствами ЛАРН, и в каждом пункте составляет 50 % от расчетного количества. Сравнительный анализ методик расчета необходимого количества сорбента приведен на диаграмме:

Выводы: Предложенная методика имеет ряд преимуществ перед методикой, изложенной в РД 153.39.4Р-125-02:

- позволяет точно провести расчет необходимого количества сорбента для ЛАРН в определенном регионе с учетом климатических условий, времени года и характера рельефа;

- значительно снизить затраты (в 3 раза) на приобретение, транспортировку и утилизацию количества сорбента.

Литература

1. РД 153.39.4Р-125.02 «Табель оснащения нефтепроводных предприятий ОАО «АК «Транснефть» техническими средствами для ликвидации аварийных разливов нефти», 2003 г.
2. «Методика определения ущерба окружающей природной среде при авариях на магистральных нефтепроводах», ОАО «АК «Транснефть».

ПРИНЦИП АВТОМАТИЗАЦИИ НЕФТЕПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ СТАНЦИИ

М.Е. Крюков, А.С. Кремис

Научный руководитель доцент Н.В. Чухарева

Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Нефтеперекачивающие станции (НПС) являются одними из главных объектов магистральных нефтепроводов, и располагаются с интервалом 70 – 150 км. Различают два вида станций: головная нефтеперекачивающая станция и промежуточная. Отличия между ними в том, что головная НПС предназначена для приема нефти с установок ее подготовки на промысле или из других источников и последующей закачки нефти в магистральный нефтепровод, а промежуточная НПС обеспечивает поддержание в трубопроводе напора достаточного для дальнейшей перекачки. В нашем случае НПС «Парабель» является промежуточной станцией. Таким образом, главной задачей НПС является поддержание нужного напора для перекачки по нефтепроводу [1].

Рассмотрим оборудование на примере НПС «Парабель» (табл.)

Все объекты трубопроводного транспорта нефти, в том числе и НПС, являются сложными объектами, как в процессе проектирования, так и в процессе эксплуатации. Поэтому в системе транспорта и хранения нефти широко применяют систему автоматизации. Данная система позволяет решить следующие задачи:

- Централизованный контроль и управление технологическими объектами НПС.
- Противопожарная защита.
- Систематизация и облегчение труда рабочего персонала.

Рассмотрим один из основных из объектов НПС – резервуарный парк (РП), оснащенный современной системой автоматизации и контрольно-измерительными приборами. Основной задачей РП является накопление и хранение нефти и как следствие – учет товарных остатков нефти. А так как хранение нефти связано с повышенной пожаро- и взрывоопасностью, то помимо автоматических датчиков, определяющих условия хранения нефти, резервуары оснащены автоматизированной системой противопожарной защиты [2, 4].



Рис. 1. Технологическая схема основного оборудования НПС

Таблица

Оборудование НПС

Основное оборудование	Вспомогательное оборудование	Вспомогательные сооружения
<ul style="list-style-type: none"> • Магистральный насосный агрегат (МНА) (двигатель, насос, агрегатные задвижки). • Подпорный насосный агрегат (ПНА) (двигатель, насос, агрегатные задвижки); • Узел подключения магистрали (УПМ). • Фильтры-грязеуловители (ФГУ) с задвижками. • Система сглаживания волн давления (ССВД) с задвижками и емкостями для сброса нефти. • Узел регулирования давления (УРД) с задвижками. • Резервуарный парк (РП). 	<ul style="list-style-type: none"> • Система смазки подшипников насосных агрегатов. • Система оборотного водоснабжения для охлаждения двигателей насосных агрегатов. • Система оборотного водоснабжения для охлаждения масла в маслоохладителях. • Система откачки утечек. • Системы вентиляции. • Система пожаротушения. 	<ul style="list-style-type: none"> • Хозяйственно-питьевое водоснабжение. • Водяные скважины. • Канализационная насосная станция (КНС). • Очистные сооружения.

Система автоматизация РП должна предусматривать: автоматическую защиту технологического оборудования РП, автоматическую защиту РП при поступлении сигнала «Пожар», контроль параметров работы и централизацию управления РП, регистрацию и отображение информации о работе оборудования РП. В систему автоматизации РП входят: местные и дистанционные измерители уровня жидкости; сигнализаторы

максимального оперативного уровня жидкости; сигнализатор максимального (аварийного) уровня жидкости; дистанционный измеритель средней температуры жидкости; местные и дистанционные измерители температуры жидкости в районе приемно-раздаточных патрубков в резервуаре, оснащенные устройством для подогрева жидкости; пожарные извещатели автоматического действия и средства включения системы пожаротушения; дистанционный сигнализатор загазованности над плавающей крышей; сниженный пробоотборник; Сигнализатор верхнего положения понтона и датчик утечек.

Так как уровень нефти в резервуаре является основным контролируемым параметром при эксплуатации РП, то одной из основных функций управления РП является измерение и контроль уровня в каждом резервуаре, производимый с его помощью уровнемеров. Результаты замеров используются в проведении товарно-учетных операций. Согласно руководящему документу об «Автоматизации и телемеханизации магистральных нефтепроводов» основная погрешность измерения уровня нефти не должна превышать $\pm 3,0$ мм. В соответствии с решаемой измерительной задачей средства измерения уровня делятся на три основные группы [3, 5]:

- Сигнализаторы, контролирующие предельные значения уровня.
- Уровнемеры, непрерывно измеряющие текущее значение уровня.
- Измерители раздела сред.

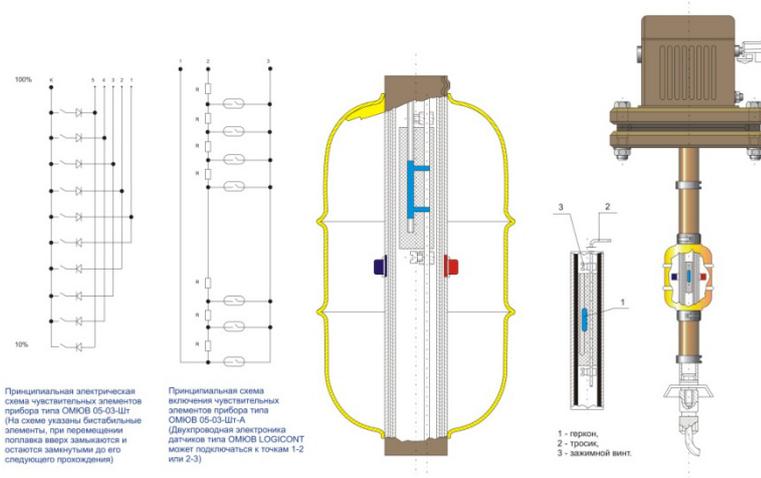


Рис. 2. Уровнемер типа ОМУВ

По принципу действия уровнемеры подразделяются на механические, пьезометрические, электрические и акустические. **Механические** уровнемеры контролируют уровень по механическому перемещению чувствительного элемента или изменению его веса и включают: поплавковые и буйковые.

К пьезометрическим уровнемерам, измеряющим уровень по гидростатическому давлению столба жидкости, относят: барботажные и манометрические.

Электрические уровнемеры контролируют уровень по изменению какого-либо параметра электрической цепи (активного, емкостного, волнового сопротивления) и включают: кондуктометрические, емкостные, радарные и радиолокационные.

Акустические уровнемеры измерения уровня осуществляют по времени прохождения ультразвуковыми колебаниями расстояния от излучателя до границы раздела двух сред и обратно до приемника излучения. Локация границы раздела при этом осуществляется либо со стороны газа, либо со стороны жидкости. В соответствии с этим уровнемеры могут быть акустическими или ультразвуковыми.

В качестве примера на рис. 2 представлена принципиальная схема датчик – уровнемер типа ОМУВ. Он используется для оперативного контроля уровня жидкости, находящейся под атмосферным или избыточным давлением с сигнализацией по верхнему или нижнему уровню.

Таким образом, структура комплекса технических средств соответствует магистрально-модульному принципу построения с сетевой организацией обмена информацией между устройствами и имеет распределенное программное обеспечение и базу данных.

Литература

1. Автоматизация производственных процессов в трубопроводном транспорте: Учебное пособие. Часть 2 – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000г. – 146с.
2. Руководящий документ «Автоматизация и телемеханизация магистральных нефтепроводов. Основные положения»: разработан ОАО АК «Транснефть» совместно с ОАО «Гипротрубопровод» 2005г. - 133 с.
3. Трубопроводный транспорт нефти/ Г.Г. Васильев, Г.Е. Коробков, А.А. Коршак; Под редакцией С.М. Вайнштока: Учеб. для вузов: В 2т. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2002. – Т. 1. – 407 с.
4. Нератов Д. А. Энергосбережения в «Транснефти» // «Трубопроводный транспорт нефти». Москва, 2007 - №1. – С. 35 – 38.

**РЕЗУЛЬТАТЫ ВНЕДРЕНИЯ ТЕХНОЛОГИИ ОЧИСТКИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ
ПОРШНЕВЫХ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ****М.В. Омельянюк****Армавирский механико-технологический институт (филиал) ГОУ ВПО
Кубанский государственный технологический университет, г. Армавир, Россия**

В процессе эксплуатации различного теплообменного оборудования на внутренних поверхностях образуются отложения – соли, выпадающие из пересыщенных растворов (при нарушении термодинамического равновесия), продукты коррозии, различные технологические загрязнители. Согласно имеющимся данным, в высокоразвитых странах ущерб от загрязнения (образования отложений различного состава) составляет 0,25 % ВВП; потери в США в начале 1980-х годов были оценены в 2 млрд долл/год [2].

Применительно к машинам и оборудованию трубопроводного транспорта газа это имеет важное значение для поршневых газоперекачивающих агрегатов, в которых применено рубашечное охлаждение, а в системе смазки для охлаждения масла используются проточные кожухотрубные теплообменники.

Теплопроводность накипи более чем в 40 раз ниже теплопроводности металла. Поэтому даже тонкий слой накипи приводит к резкому снижению теплопроводности и повышению температуры металлических поверхностей нагрева, которая достигает опасных величин и снижает механическую прочность металла. Инструкцией по эксплуатации газомотокомпрессора ГМК МК-8М предусматривается обязательная очистка систем охлаждения в том случае, если толщина отложений превышает 1 мм. Однако, нередко случаи эксплуатации агрегатов с отложениями до 20 мм, в том числе с полным перекрытием проходного сечения. На рис. 1 представлен вид на удаленный из силовой втулки фрагмент отложения. При наличии отложений в системе охлаждения происходит образование очагов теплонпряженности в деталях цилиндра-поршневой группы, особенно во втулках силовых цилиндров в районах перемычек между выхлопными окнами. В результате в процессе работы втулка силового цилиндра деформируется, образуется трещина, происходит разрушение собственно втулки, головки поршня, комплекта маслосъемных и компрессионных колец, вкладышей подшипников силового шатуна, прорыв выхлопных газов в картер газомотокомпрессора.



Рис. 1. Фрагмент отложения, удаленный из полости охлаждения силовой втулки



Рис. 2. Комплект разработанных гидродинамических насадок и генераторов кавитации

Накипь также ускоряет процесс коррозии оборудования с образованием сквозных свищей. В целом наличие отложений на поверхностях теплообменного оборудования понижает его надежность и безопасность эксплуатации, приводит к нарушению нормальной циркуляции хладагента (воды) в системе охлаждения; вызывает перерасход топлива.

Стоимость замены втулки силового цилиндра, головки поршня с комплектом маслосъемных и компрессионных колец, комплекта вкладышей подшипников зависит от типоразмера газоперекачивающего агрегата, достигает и превышает 1 млн руб. Значительно снизить затраты и повысить надежность эксплуатации можно путем очистки внутренних поверхностей систем охлаждения газомотокомпрессоров от отложений.

Существующую проблему недорогой и качественной очистки систем охлаждения газоперекачивающих агрегатов от различных по составу отложений решают химическим, механическим, электрогидроимпульсным, гидродинамическим и другими методами. Все представленные методы имеют свои достоинства, недостатки и ограничения. Механический способ не позволяет очищать внутренние поверхности без их частичного или полного разрушения из-за воздействия инструментов очистки; малоэффективен при очистке блока силовых цилиндров газоперекачивающего агрегата, втулок и крышек силовых цилиндров, турбокомпрессора, полости систем охлаждения которых представляют собой труднодоступные профильные фигурные поверхности. Применение химических методов при решении проблемы очистки систем охлаждения газомотокомпрессоров усложняется тем, что отложения характеризуются сложным составом и содержат соли, выпавшие из перенасыщенных растворов (воды), продукты коррозии, скопившиеся компоненты минеральных масел. В настоящее время для очистки систем охлаждения газоперекачивающих агрегатов зачастую применяют комплексные методы очистки, включающие в себя электрогидроимпульсный метод [1], недостатками которого являются низкая степень очистки, негативное воздействие на очищаемое оборудование (за счет гидравлических ударов), механические методы (использование сверел, ершей и шарошек) и гидродинамические методы (к примеру, совместно со сверлением). За рубежом в нефтяной и газовой промышленности широко применяется для удаления отложений гидродинамический метод (с использованием высоконапорных струй жидкости) [2].

Использование существующих методов очистки труднодоступных поверхностей осложняется, если отложения полностью заполняют собой сечение и циркуляция воды или химреагентов невозможна.

Для решения проблемы очистки системы охлаждения газоперекачивающих агрегатов типа ГМК МК-8М: блока силовых цилиндров, втулок и крышек силовых цилиндров, турбокомпрессора и холодильника масла системы смазки (проточного кожухотрубного теплообменника) были проведены аналитические, экспериментальные и опытно-промышленные исследования, в результате которых разработаны:

- технология гидродинамической и гидродинамической кавитационной очистки систем охлаждения газоперекачивающих агрегатов, компрессоров от различных отложений;
- конструкции сопел и генераторов кавитации (гидродинамических кавитаторов) и в экспериментальных условиях определены их оптимальные параметры. Использование разработанных кавитаторов обеспечивает концентрацию энергетических возможностей струи. На рис. 2 представлен вид на комплект гидродинамических насадок и генераторов кавитации;
- комплект приспособлений для механизации процессов очистки.

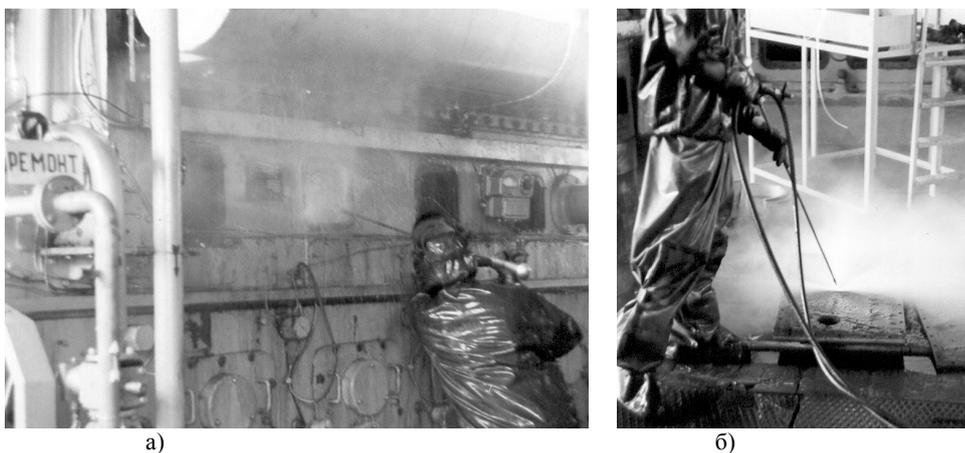


Рис. 3. Очистка от отложений газоперекачивающего агрегата:
а) блока силовых цилиндров; б) крышки аппарата водяного охлаждения газа

Опытно-промышленные исследования эффективности разработанных технологий и устройств, их реализующих, были проведены в 2005-2007 гг. на станции ПХГ. На рис. 3 представлены виды на процессы очистки от отложений блока силовых цилиндров и крышки аппарата водяного охлаждения газа.

Внедрение результатов исследования в производство работ по очистке систем охлаждения 7 газомотокомпрессоров СПХГ позволило сделать следующие выводы:

Применение высоконапорных струй жидкости является менее затратным и более эффективным методом по сравнению с существующими методами очистки. Временные затраты на единицу ГМК МК-8М – 20-40 часов в зависимости от степени загрязнения, прочности и адгезии отложений. Степень очистки – выше, чем при тех же временных затратах при использовании электрогидроимпульсного и механического методов.

Разработанные технологии и оборудование позволили очищать поверхности любых конфигураций (плоские, цилиндрические, профильные) от отложений с различными прочностными характеристиками и составом, с любой толщиной, даже в случае полного «зарастания» осадками циркуляционных отверстий. При использовании электрогидроимпульсного и химического методов требовалось предварительно механически высверливать отложения, заполняющие 100 % сечения циркуляционных отверстий.

После проведенной очистки в процессе работы газоперекачивающих агрегатов в период закачки 2006 г. не наблюдалось ни одного случая поломок в результате неудовлетворительного охлаждения, что обеспечило экономический эффект на каждый агрегат только за первый год свыше 250 тыс. рублей (с отнесением всех затрат на очистку на первый год). До очистки при работе 9 агрегатов ежегодно происходило 4 - 5 поломок втулок силовых цилиндров (а также головки поршня, комплекта маслосъемных и компрессионных колец, вкладышей подшипников силового шатуна) и 8 - 9 поломок крышек силовых цилиндров в результате перегрева.

Получен дополнительный незапланированный экономический эффект в результате снижения электропотребления (в среднем на 20 %) насосными агрегатами, обеспечивающими циркуляцию воды в системе охлаждения (в результате снижения гидравлических сопротивлений).

Литература

1. Балтаханов А.М., Иванов Е.Н. Электрогидроимпульсная технология очистки труб от накипи и отложений // Газовая промышленность, 1997. № 1. – С. 41 – 42.
2. Вильгельмсон Б. Применение спиральных теплообменников в «грязных» средах // Нефтегазовые технологии, 2005. – № 11. – С. 74 – 75.

**КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА И НАДЕЖНОСТИ ТРУБОПРОВОДНЫХ
КОНСТРУКЦИЙ****А.В. Попов**Научный руководитель профессор В.Г. Лукьянов
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Конструктивная надежность трубопровода как критерий его экологической безопасности опирается на систему нормированных количественных показателей, определяющих уровень работоспособности трубопровода в реальном диапазоне эксплуатационных нагрузок и воздействий. В этой связи можно считать, что экологическая безопасность трубопровода является объективной мерой его эксплуатационных свойств, обеспечиваемых в процессе проектирования и строительства трубопровода. Поэтому проблему обеспечения экологической безопасности трубопроводных конструкций следует рассматривать в контексте с вопросами формирования показателей надежности на всех этапах технологического процесса строительства [2].

Для объективной количественной оценки эффективности функционирования технологического процесса трубопроводного строительства служат единичные и комплексные показатели, обеспечивающие выполнение следующих основных критериев качества и надежности процесса:

1) вероятность выполнения задания по показателям качества $P_k(t)$;2) вероятность выполнения задания по производительности $P_n(t)$;3) приведенные затраты на выполнение технологической операции в соответствии с нормативными требованиями по качеству и производительности $C_{кп}$;

4) коэффициент эффективности:

- по качеству $V_k = \Omega_{\text{норм}} / \Omega_{\text{факт}}$; (1)- по производительности $V_n = T_{\text{норм}} / T_{\text{факт}}$ (2)где $\Omega_{\text{норм}}$, $\Omega_{\text{факт}}$ – соответственно нормативный и фактический уровни качества, достигнутые в процессе строительства; $T_{\text{норм}}$, $T_{\text{факт}}$ – соответственно нормативная и фактическая производительность выполняемых работ.

Основной производственной функцией строительного потока является формирование линейной части трубопровода. Поэтому количественные требования к организации технологического процесса, формированию его качества должны быть связаны с исходными показателями, характеризующими надежность сооружаемой линейной части [2].

Характерная особенность развития технологического процесса трубопроводного строительства – наличие таких ситуаций, которые не приводят формируемые конструктивные элементы (или трубопровод в целом) в предельное состояние, но обуславливают переход из исправного состояния в неисправное (т.е. возникновение отдельных повреждений, при которых имеется выход за пределы нормативных требований хотя бы по одному из нормированных параметров качества).

К повреждениям конструктивных элементов трубопровода в процессе строительства можно отнести следующие:

- траншея – изменение проектных геометрических параметров траншеи из-за ее оплыва (в водонасыщенных грунтах) или обвала стенки;
- сварной шов – наличие внутренних или внешних дефектов с сохранением работоспособности стыка;
- изоляция – уменьшение адгезии изоляционного покрытия (в результате нарушения технологического режима очистки поверхности трубопровода или намотки полимерной пленки);
- балластировка – нарушение проектного положения балластных пригрузов (из-за нарушения нормативной геометрии профиля траншеи) [1].

Повреждения в процессе трубопроводного строительства носят, как правило, локальный характер и трудно обнаруживаются ввиду выборочности и дискретности производственного контроля. Важное практическое значение для обеспечения организационно-технологической надежности трубопроводного строительства имеет рациональная технологическая подготовка производства работ.

Своевременность и качество выполнения всех работ подготовительного периода в значительной мере определяет показатели организационно-технологической надежности строительства и, следовательно, эффективность достижения конечного результата.

Литература

1. Иванцов. О.М. Надежность строительных конструкций магистральных трубопроводов. М., Недра, 1985.
2. Мазур И.И., Молдаванов О.И. Конструктивная надежность и экологическая безопасность трубопроводов. – М.: Недра, 1990.

**СТРУКТУРА И СВОЙСТВА МЕТАЛЛА МАГИСТРАЛЬНОГО
ГАЗОПРОВОДА ПОСЛЕ 30 ЛЕТ ЭКСПЛУАТАЦИИ****А.В. Попов, А.Л. Саруев**Научный руководитель профессор Л.А. Саруев
Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Длительный отечественный и зарубежный опыт проектирования, изготовления и эксплуатации инженерных конструкций и сооружений позволяет обеспечивать их прочность и ресурс при соблюдении

основных нормативных требований в условиях штатных (нормальных) режимов работы. Нештатные и аварийные ситуации на потенциально опасных газонефтехимических объектах, в том числе трубопроводах, сопровождаются взрывами, пожарами, загрязнениями грунтов, рек, водоемов и воздушной среды и как следствие сопутствующими им вторичными взрывами и разрушениями. Риск аварий непрерывно растет по мере повышения рабочих параметров и концентрации транспортируемых или хранящихся веществ. Разрушение сосудов и трубопроводов происходит преимущественно по причинам, связанным с неполным знанием спектра эксплуатационных нагрузок, изменения физико-механических свойств металла, механизма возникновения и развития различного рода дефектов, нарушением технологий на стадии изготовления, эксплуатации и ремонта несущих элементов потенциально опасных объектов. При наличии эффективных расчетно-экспериментальных методов оценки, учитывающих наиболее значимые критерии и факторы экстремальной нагруженности и повреждаемости несущих элементов и конструкций, возможны безопасный, экономически выгодный контроль и предупреждение крупных аварий высокорисковых объектов энергетики, газонефтехимического комплекса, транспорта и др. Условия работы газо- и нефтепроводов определяются следующими факторами: широким диапазоном рабочих температур: от $+(40-60)$ до -60 С; двухосным напряженным состоянием, когда обе компоненты напряжения — растягивающие, и малоцикловыми нагрузками. В металле труб практически неизбежно наличие концентраторов (дефектов) различного происхождения — царапин, задириков, вмятин и др. Их действие усиливается в местах отклонения формы трубы от цилиндрической (при заземлении, изгибах и др.). Наиболее опасным для работы труб является сочетание в одном сечении вмятины и задира или задира и овальности. Анализ эксплуатационных разрушений трубопроводов показал, что большинство из них происходило по верхней или нижней образующей, т. е. по малому диаметру овального сечения. Трубопроводы, особенно газопроводы, аккумулируют большое количество энергии перекачиваемого продукта, что может вызвать протяженные вязкие или хрупкие разрушения, которые происходят в условиях высоких динамических нагрузок. Кроме того, в трубопроводах аккумулируется энергия упругой формации металла, что также усложняет условия работы металла в конструкции. Большинство разрушений магистральных газопроводов обусловлено недостаточным сопротивлением стали зарождению трещин, коррозионными повреждениями и т. д. Так, авария на 83 км магистрального газопровода Ставрополь – Грозный произошла из-за раскрытия металла (трещины с многочисленными ветвлениями) вдоль верхней части трубопровода диаметром 720 мм. После аварии собрано шесть фрагментов разрушения общей протяженностью 2160 мм, на кольцевом шве имелись четыре разрыва длиной 1010, 235, 315 мм. Разрушение носило взрывной характер без возгорания, распространение трещин происходило по механизму отрыва на местах остановки трещины, сменявшемуся сдвигом с пластической составляющей. Исследование поверхности излома выявило, что очаг разрушения располагался с внутренней стороны трубы перпендикулярно кольцевому шву в зоне термического влияния — области соединения основного металла и сварного шва, и имел достаточную протяженность. Поверхность излома свидетельствует о длительном развитии трещины. Трещина имела остановку при переходе к основному металлу, о чем свидетельствует переходная зона, затем трещина начала продвижение вглубь основного материала, где отмечены радиальные рубцы, исходящие от этой зоны, впоследствии перешедшие в магистральную трещину, имеющую шевронный узор. Трещина более длительно и равномерно развивалась в основном металле в направлении, перпендикулярном максимальным растягивающим (окружным) напряжениям, что характеризуется усталостными бороздками, и остановилась в сварном шве. Это свидетельствует о достаточной его сопротивляемости распространению трещины по сравнению с основным металлом.

Для схемы излома с усталостной трещиной (рис.) длиной 30 мм и глубиной 3,5 мм характерны три основных зоны:

1. Непосредственный очаг усталостного разрушения, имеющий коррозионную причину растрескивания; он покрыт толстым слоем продуктов коррозии и органических отложений, вследствие чего невозможно определить его тонкую структуру.
2. Зона усталостного излома, в которой просматриваются бороздчатая структура и так – же присутствуют продукты коррозии.
3. Зона ускоренного развития трещины, имеющая участки хрупкого разрушения с ручьистым узором (свидетельствует о внутризеренном разрушении), питтинги (язвы) на участках скола; зона покрыта более тонким слоем продуктов коррозии.

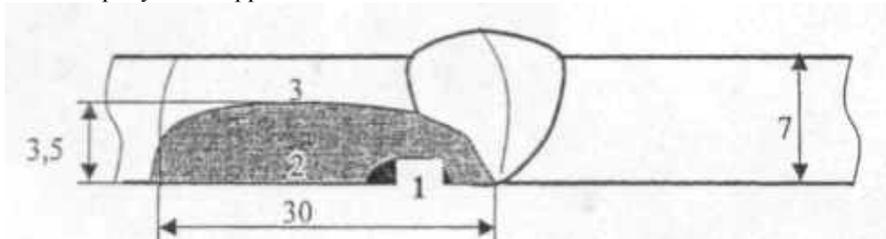


Рис. Схема развития усталостной трещины (показан фрагмент разрушения): 1 – очаг возникновения трещины; 2 – зона усталостного распространения трещины; 3 – зона ускоренного развития трещины

Для испытаний ударной вязкости из катушки газопровода было отобрано 40 образцов. Ударную вязкость определяли на полнотолщинных образцах, вырезанных поперек оси трубы из основного материала и околошовной зоны, с U-образным надрезом при различных температурах: -20, +20, +40, +60°C по ГОСТ 9454. Выявлен вязкий характер излома (60 % вязкой составляющей). Образцы разрушались вязко без окончательного надлома. Результаты испытаний показали, что образцы, вырезанные поперек оси трубы из основного материала и околошовной зоны, практически не отличаются по ударной вязкости и соответствуют СнИП 2.05.06 – 85 "Магистральные трубопроводы". Ударная вязкость образцов, вырезанных из околошовной зоны, за время эксплуатации снизилась на 8 %.

Основной металл труб характеризовался относительно равномерным распределением микротвердости по толщине. Средняя микротвердость образца исходного материала составляла 184,4 кг/мм², а после 30 лет эксплуатации – 180,9 кг/мм². Микротвердость металла сварного соединения существенно выше: 206 – 233 кг/мм². Такой разброс значений микротвердости свидетельствует о том, что металл подвергался различным температурным воздействиям.

Таким образом, за 30 лет эксплуатации в металле магистрального газопровода Ставрополь – Грозный были выявлены следующие изменения: ударная вязкость металла шва снизилась на 8 %, микротвердость основного материала - на 5 %, в нем обнаружены выделившиеся сульфиды, насыщение которыми приводит к ухудшению механических свойств и старению металла. Изменения микроструктуры металла газопровода и усталостный характер его разрушения указывают на исчерпание ресурса магистрального газопровода Ставрополь – Грозный. В виду выявленных изменений было принято решение о капитальном ремонте указанного газопровода.

Литература

1. Слепцов О.И., Большаков А.М., Лычаев А.В., Татаринов Л.Н.. Структура и свойства металла магистрального газопровода после 30 лет эксплуатации в условиях крайнего севера.// Деформация и разрушение материалов. 2006.-№3.-С.21-23.
2. Харионовский В.В.. Надежность и ресурс конструкций газопроводов.-М.: Недра, 2000.- 467с.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ТРУБОПРОВОДА

М.В. Семеняк

Научный руководитель доцент А.В. Рудаченко

Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Вопрос очистки внутренней полости трубопровода в процессе его эксплуатации является одним из наиболее важных и определяющих при оценке экономических затрат. Для повышения эффективности очистки и предложена конструкция нового типа скребка. Новизна конструкции заключается в использовании вращающихся элементов, обеспечивающих более эффективную очистку внутренней полости трубопровода. Оригинальность идеи заключается в том, что для вращения чистящих элементов используется энергия потока.

Скребок конструктивно состоит из полого корпуса 9 с закреплёнными на нём чистящими элементами (рис. 1, а). Это неподвижно закреплённые полиуретановые диски и вращающиеся блоки металлических щёток. Для сообщения щёткам вращательного движения на корпусе неподвижно установлены направляющие крыльчатки 6, 7, 8 и рабочие крыльчатки 1 и 4.

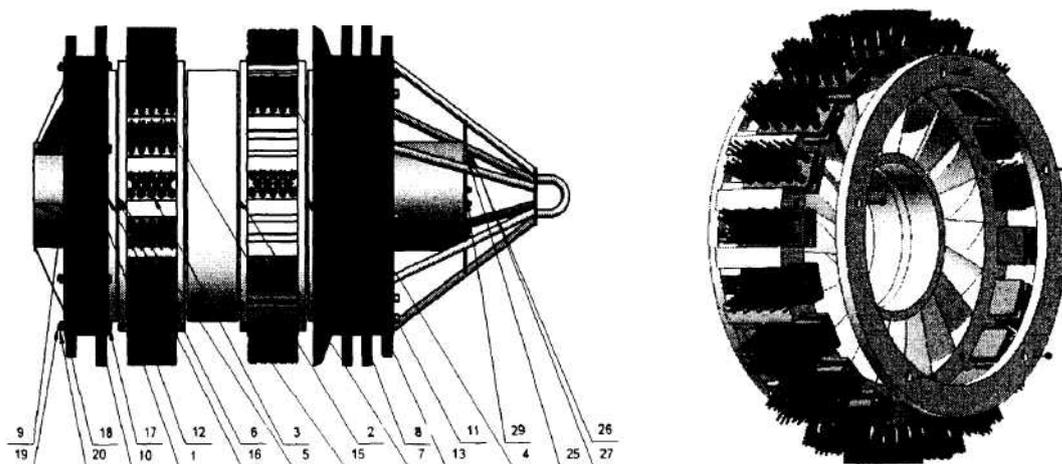


Рис. 1 а) Конструкция скребка, б) Рабочая крыльчатка

Направляющие диски изготовлены из износостойкого полиуретана большой прочности. Они обеспечивают центровку поршня в трубопроводе, несут на себе вес поршня и счищают грязь со стенок трубопровода.

Уплотнительные диски по размеру больше направляющих и сделаны также из износостойкого полиуретана высокой прочности. Назначение уплотнительных дисков - создавать перепад давления, для этого они должны герметично прилегать к стенкам трубопровода. Также уплотнительные диски выносят из трубопровода скопившуюся грязь, пыль, парафин и посторонние предметы.

Пластины со щётками вводятся в пазы рабочих крыльчаток и фиксируются от осевого перемещения кольцами 5. Каждое кольцо прикручивается пятью болтами М10 (рис. 1, б). Для обеспечения лёгкого вращения рабочих крыльчаток в корпусе имеются отверстия, через которые под давлением поступает нефть. Таким образом, между корпусом и крыльчаткой создаётся масляный клин.

Крыльчатки изготавливаются из устойчивого к воздействию нефтепродуктов пластика, например, полиамида. Технология изготовления - заливкой в разъёмные формы. При выплавке рабочих крыльчаток в форму предварительно закладываются резьбовые втулки. Втулки необходимы для закрепления на крыльчатке ограничительных колец.

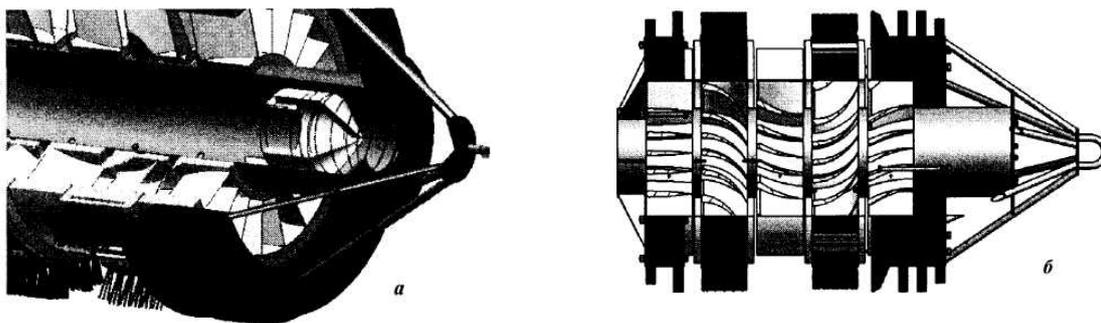


Рис. 2 а) Игольчатый клапан б) Профиль лопаток

Направляющие крыльчатки жёстко фиксируются на корпусе саморезами М10.

Скребок, помещенный в очищаемый трубопровод, движется вместе с потоком перекачиваемого продукта. Часть нефти, проходя через проточную полость крыльчаток, приводит во вращение рабочие крыльчатки 1 и 4. За счет вращательного движения щёток и более медленного поступательного движения скребка достигается большая эффективность очистки.

Игольчатый клапан служит для регулирования скорости движения скребка. Так, при небольшом сопротивлении движению, клапан полностью открыт, и часть жидкости перетекает через отверстие в передней части корпуса (рис. 2, а). В случае местных скоплений парафиновых отложений растёт перепад давлений до и после клапана, клапан сдвигается, частично, либо полностью перекрывая отверстие. Вследствие этого увеличивается переток жидкости сквозь крыльчатки, возрастает осевая и тангенциальная нагрузка на рабочие лопатки. Таким образом происходит автоматическое регулирование скорости перемещения скребка в зависимости от степени засоренности трубопровода. Давление срабатывания игольчатого клапана задаётся использованием пружин различной жёсткости.

Направляющие и рабочие лопатки спрофилированы таким образом, чтобы щёточные блоки вращались в противоположные стороны (рис. 2, б). Дело в том, что при перетоке жидкости на направляющих крыльчатках также возникают тангенциальные составляющие, а, следовательно, и крутящий момент. В стационарных установках момент гасится фундаментом. В случае со скребком возможна ситуация вращения корпуса скребка в неподвижных щеточных блоках. В случае вращения рабочих крыльчаток в противоположные стороны, возникающие на направляющих крыльчатках моменты гасят друг друга.

Расчет углов установки лопаток проводится аналогично расчётам для осевого вентилятора [1] согласно схеме, изображенной на рис. 3.

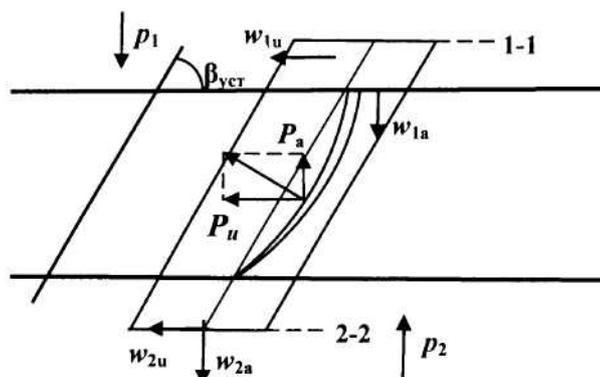


Рис. 3. Расчётная схема к определению действующих на лопатку сил

Действующая на лопатку тангенциальная сила:

$$F_{\tau} = \Delta r \omega_{\text{р}} \rho (\omega_{\text{р}})$$

где Δr – высота решетки; $\omega_{\text{р}}$ – период решетки; $\omega_{\text{р}}$ – осевая составляющая относительной скорости;
 $\omega_{\text{т}}$ – касательная составляющая относительной скорости.

Направление скорости СО зависит от угла установки лопасти θ :

следовательно

$$\tan \alpha = \frac{\omega_{\text{т}}}{\omega_{\text{р}}} = \frac{\Delta r \omega_{\text{р}} \sin(\theta)}{\Delta r \omega_{\text{р}} \cos(\theta)} = \Delta r \omega_{\text{р}} \tan(\theta)$$

Как видно, касательная сила и крутящий момент зависят, в основном, от углов установки лопастей рабочих лопаток. Таким образом, для крыльчатки с параметрами лопастей: угол на входе 80° , на выходе 5° , при количестве лопаток $n=20$ и скорости перетока жидкости 1 м/с получаем момент на колесе: $M=148$ кгсм и осевую силу: $P_a=593$ кгс. Гидравлический КПД такой крыльчатки равен 90 %.

Литература

1. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры Учебник для вузов. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 416 с.

ГИДРОДИНАМИКА И ТЕПЛОБМЕН ПРИ ЛАМИНАРНОМ ТЕЧЕНИИ В ТРУБАХ КАПЕЛЬНЫХ СРЕД С СУЩЕСТВЕННОЙ ПЕРЕМЕННОСТЬЮ ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ

С.И. Сильвестров

Научный руководитель профессор С.Н. Харламов

Томский государственный университет, г. Томск, Россия

Исследование гидродинамики и теплообмена в коротких и протяженных трубопроводах при сложном движении теплоносителя представляет актуальную задачу для теплоэнергетики, нефтяной и газовой промышленности, химической техники с целью прогноза безаварийных режимов эксплуатации устройств, включающих участок трубы, определения энергонапряженных узлов элементов трубопроводных систем и т.д. Во входной области подобных технических устройств скорость и температура рабочей среды начинают свое развитие одновременно. В условиях значительного нагрева проксимальной зоны канала происходят сложные процессы конвективно-диффузионного обмена, которые определяют совместное развитие гидродинамических и тепловых параметров. Несмотря на достаточное количество публикаций по данному направлению [например, 1-3], говорить о всесторонних выводах по теплообмену при сложном движении теплоносителя с существенной переменностью теплофизических свойств преждевременно. Анализ библиографии показывает, что все еще отсутствует систематически изложенный труд по данной проблеме.

В настоящей работе приведены результаты численного исследования структуры развивающегося ламинарного течения капельных сред в круглых трубах. С целью учета переменности теплофизических свойств рабочей среды использовались экспоненциальные зависимости от температуры типа Аррениуса, соотношения Нонино [1], Рейнольдса-Филонова. Предполагается, что температура стенки трубы постоянна и значительно отличается от температуры входящего потока.

Система уравнений, описывающая стационарное движение вязкой, несжимаемой, химически однородной и инертной среды, включает в себя уравнения: неразрывности, Навье-Стокса, энергии, которые в цилиндрической системе координат имеют вид [4]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{Du}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left(v(\theta) \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r v(\theta) \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (2)$$

$$\frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left(v(\theta) \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r v(\theta) \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}, \quad (3)$$

$$\rho c_p \frac{D\theta}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \mu \Phi_v. \quad (4)$$

Переменность теплофизических свойств в случае течения слабовязких сред (например, воды) моделируется соотношением:

$$\frac{\mu}{\mu_w} = \exp(-B\Theta) = \left(\frac{\mu_e}{\mu_w} \right)^T, \quad (5)$$

где $\Theta = (\theta - \theta_w) / (\theta_e - \theta_w)$ – безразмерная температура, а $B = -\ln(\mu_e / \mu_w)$ – безразмерный вязкостный параметр.

Высоковязкие среды (нефть, мазут и т.д.) – формулой Рейнольдса-Филонова:

$$\mu = \mu_0 \exp(-u(\theta - \theta_w)). \quad (6)$$

Здесь $u = \frac{1}{(\theta_1 - \theta_2)} \ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_1}\right)$. Вязкости μ_1, μ_2 , отвечающие заданным полям температуры, определяются табличными значениями.

Интегральные характеристики определялись по системе соотношений:

$$\text{Nu} = \frac{q_w D}{(\theta_w - \theta_{bulk})}, \quad (7)$$

$$q_w = \lambda \partial \theta / \partial r, \quad (8)$$

$$\theta_b = \frac{0}{2\pi \int_0^{r_0} u r dr}, \quad (9)$$

$$f_a = \frac{(p_e - p) D}{2\rho U_e^2 x}. \quad (10)$$

где Nu – критерий Нуссельта, q_w – локальный тепловой поток на стенке, θ_b – среднemasовая температура, f_a – коэффициент трения.

Некоторые результаты численного исследования течения рабочих сред переменной вязкости по трубе приведены на рис. 1-9.

Так, на рис. 1, 2 показано влияние переменной вязкости от температуры на перенос тепла (рис. 1) и падение давления (рис. 2) по отношению к осевому распределению числа Нуссельта и произведению $f_a \text{Pe}$ для течения воды в круглой трубе. Хорошо видно влияние изменения вязкости от температуры на развитие интегральных характеристик в области входа в трубу. В месте, где начинают свое формирование профили скорости и температуры ($X^* < 0.01$), эффект значителен (до $9 \div 13\%$), но уменьшается для Nu и становится почти незаметным в области $X^* \approx 0.1$. Для трения (рис. 2) случай $f_a \text{Pe} / (f_a \text{Pe})_c > 1$ соответствует охлаждению воды и $f_a \text{Pe} / (f_a \text{Pe})_c < 1$ ее нагреву. Расчетами установлено: в первом случае падение давление выше, чем соответствующие значения для тока воды с постоянными свойствами из за более высоких значений вязкости в области стенки ($\mu_w > \mu_m$). Обратное происходит для $\mu_w < \mu_m$. Аналогичные эффекты получены в [1].

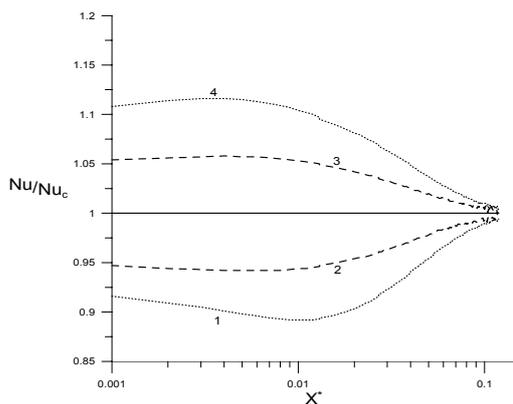


Рис. 1. Вода. Изменение приведенного коэффициента теплообмена по длине канала в зависимости от безразмерной приведенной длины X^+ при переменных тепловых условиях (нагрева и охлаждения потока). Здесь линии 1 – $\text{Pr}_e / \text{Pr}_w = 1/4$; 2 – $1/2$; 3 – 2; 4 – 4.

Nu_c – критерий Нуссельта в среде постоянной вязкости

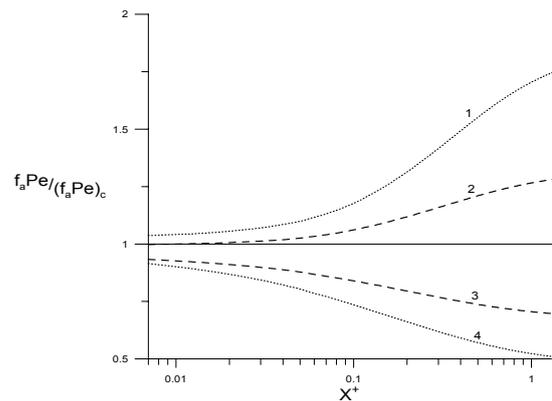


Рис. 2. Вода. Изменение приведенного коэффициента трения по длине канала в зависимости от безразмерной приведенной длины X^+ при переменных тепловых условиях (нагрева и охлаждения). Обозначения аналогичны рис. 1

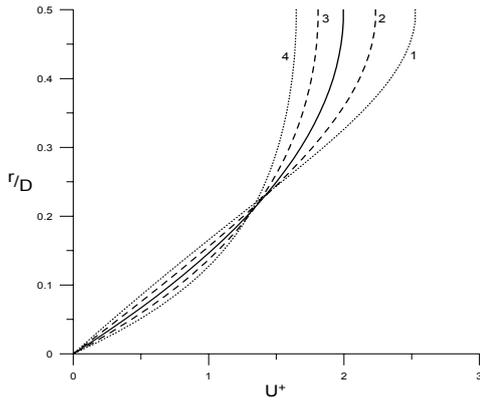


Рис. 3. Вода. Радиальные распределения безразмерной осевой компоненты вектора скорости u^+ . Здесь линии 1 – $Pr_e/Pr_w = 1/4$; 2 – $1/2$; 3 – 2 ; 4 – 4

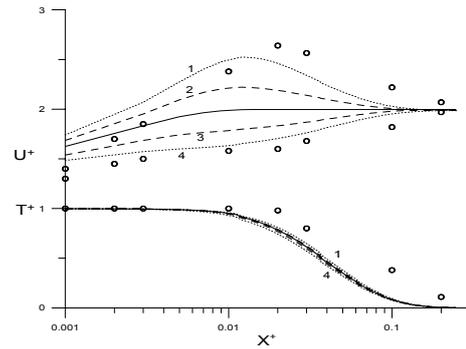


Рис. 4. Вода. Развитие по длине канала относительной скорости (U^+) и температуры (T^+) в сечении $r = 0$ в зависимости от безразмерной приведенной длины X^+ при различных значениях Pr_e/Pr_w . В обозначениях принято: 1 – $Pr_e/Pr_w = 1/4$; 2 – $1/2$; 3 – 2 ; 4 – 4. Значки – данные [1]

Результатами установлено, что отличия между локальными значениями Nu/Nu_c и $f_a Re/(f_a Re)_c$, найденными для разных отношений Pr_e/Pr_w происходят из-за перестройки локальных динамических и тепловых полей по каналу вследствие конвективно-диффузионных обменных процессов. Отдельные результаты даны на рис. 3, 4. На рис. 3 представлен профиль осевой скорости для разных отношений Pr_e/Pr_w в сечении, где отличие соответствующих скоростей наиболее велико $X^* \approx 0.01$. Рис. 4 показывает развитие в осевом направлении скорости и температуры. Картины режимных параметров при движении по трубе высоковязких сред (нефти) иллюстрируют рис. 5-9.

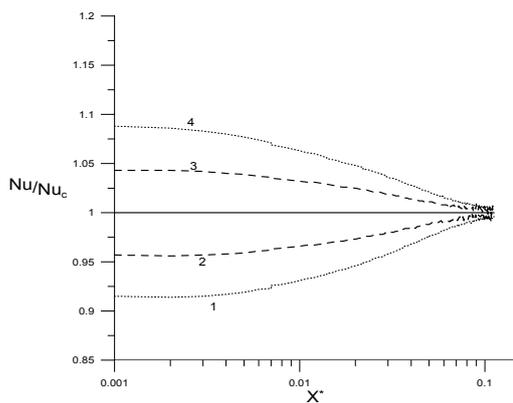


Рис. 5. Нефть. Изменение приведенного коэффициента теплообмена по длине канала при переменных тепловых условиях. Обозначения аналогичны рис. 1

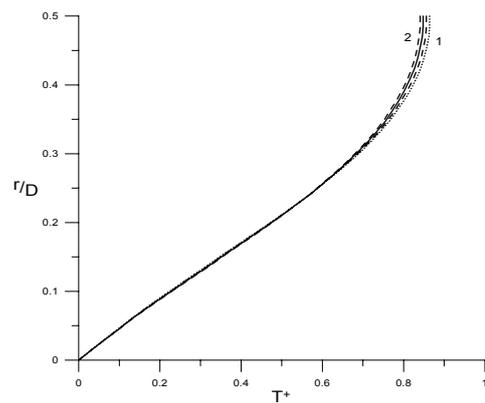


Рис. 6. Нефть. Радиальные распределения безразмерно температуры. Здесь линии отвечает условиям: 1 – $Pr_e/Pr_w = 1/4$; 2 – 2

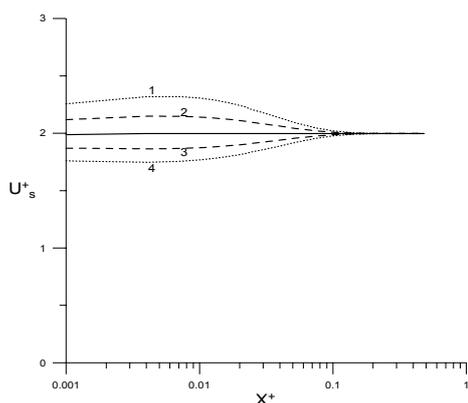


Рис. 7. Нефть. Изменения скорости на оси трубы (U_s^+) в зависимости от безразмерной приведенной длины X^+ . Обозначения аналогичны рис. 1

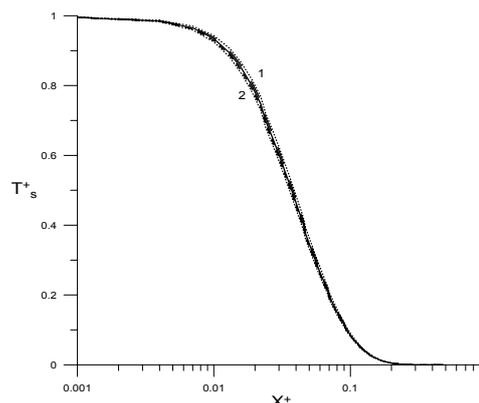


Рис. 8. Нефть. Развитие по длине канала температуры на оси трубы в зависимости от X^+ . В обозначениях принято: 1 – $Pr_e/Pr_w = 1/4$; 2 – 4

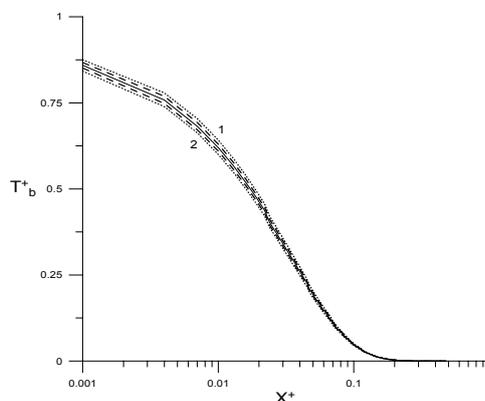


Рис. 9. Нефть. Развитие по длине канала среднемассовой температуры в зависимости от безразмерной приведенной длины X^+ при разных отношениях Pr_e/Pr_w . 1 – $Pr_e/Pr_w = 1/4$; 2 – 4

В работе выполнено численное исследование влияния переменности теплофизических свойств на развитие теплогидродинамических параметров при течении капельных сред в круглой трубе. Как показывает детальный анализ локальных и интегральных параметров течения и теплообмена, представленный алгоритм весьма надежен и эффективен в предсказании локальных и интегральных параметров процесса, о чем свидетельствует удовлетворительное согласие с результатами работ других авторов. Результатами установлено, что пренебрежение переменностью теплофизических свойств рабочей среды в условиях развивающегося течения способно вести к существенным ошибкам в прогнозе реальной картины теплообмена при сложном движении высоковязких сред.

Литература

1. Nonino C., Del Giudice S., Savino S. Temperature dependent viscosity effects on laminar forced convection in the entrance region of straight ducts // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2006. — N 49. — P. 4469—4481.
2. Shah R.K., London A.L. Laminar flow forced convection in ducts. Academic press, New York, 1978
3. Shah R.K., Bhatti M.S. Laminar convective heat transfer in ducts, in: Kakac S., Shah R.K., Aung W. Handbook of single-phase convective heat transfer. Wiley: New York, 1987. chapter 3.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа М.: Наука, 1978, 736 с.
5. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости М.: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.

МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ**В.В. Чащин, А.С. Кремис**

Научный руководитель доцент Н.В. Чухарева

Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Регулирование режима работы насосной станции это изменение основных технологических параметров (напор и производительность) насосов и станций в процессе работы.

Регулирование режима работы вызывается следующими причинами: потребностью изменения количества перекачиваемой жидкости, необходимостью изменения давления в трубопроводе, необходимостью выведения насосов и станций в целом из кавитационного режима, с целью оптимизации режима перекачки путем сокращения энергозатрат на транспорт. Все методы регулирования режима работы насосной станции и насосов подразделяются на методы плавного и ступенчатого регулирования. Рассмотрим теоретически возможные способы регулирования [1]:

1. К методам плавного регулирования относятся: дроселирование, перепуск, изменение частоты оборотов ротора насоса.

Дроселирование.

Дроселирование - это создание местного сопротивления в потоке. При регулируемом дроселировании это искусственное, управляемое местное сопротивление. Рассмотрим схему насос на выходе, которого имеется регулирующее или дроссельное устройство. Если дроссельное устройство полностью открыто, местное сопротивление практически равно нулю и насос работает на систему состоящую из трубопровода - №2. Рабочая точка системы насос-трубопровод - М. Производительность системы Q_0 , потери напора $H_{т0}$, напор, развиваемый насосом $H_{н0}$. Прикроем дросселирующее устройство, возникнет местное сопротивление и насос работает на систему состоящую из двух элементов дросселя и трубопровода. Очевидно, что в данной системе потери напора будут больше и ее характеристика (Q-H) относительно первоначальной характеристики системы №2 будет круче, т.е. № 2₁ [2]. В результате рабочая точка системы насос- трубопровод переместится в положение М₁. При этом производительность системы уменьшится с Q_0 до Q_1 , а потери напора в ней и что особенно важно напор, развиваемый насосом увеличится с $H_{т0}$ до $H_{т1}$ и $H_{н0}$ до $H_{н1}$. Как видно при дросселировании производительность можно только уменьшить, а напор развиваемый насосом только увеличить. Положительным моментом является возможность вывода насоса (НПС) из кавитации. С экономической точки зрения данный метод не экономичен т.к. при производительности Q_1 потери напора в трубопроводе – № 2 составляют H_t согласно характеристики трубопровода. Насос же при перекачке жидкости в количестве Q_1 (с дросселем) развивает напор H_1 . Напор ($H_1 - H_t$) непроизводительный напор развиваемый насосом (рис. 1).

Перепуск.

Перепуск – это перепуск части жидкости с выхода насоса на вход. Рассмотрим схему насос, задвижка, трубопровод №2 и трубопровод №3. При закрытой задвижке на трубопроводе №3 жидкость движется только через насос и трубопровод №2. В гидравлическом отношении трубопровод №3 отсутствует следовательно система состоит из двух элементов насоса и трубопровода №2. Рабочая точка системы М при этом производительность трубопровода №2 и насоса Q_0 , а напор развиваемый насосом $H_{н0}$. Откроем задвижку полностью или частично, жидкость будет двигаться по все трем элементам системы и рабочая точка такой системы будет точка пересечения характеристики насоса и суммарной характеристикой трубопроводов №2 и №3. Поскольку эти трубопроводы соединены параллельно, то их суммарная характеристика будет находиться путем сложения пропускной способности трубопроводов (Q) при одинаковых потерях напора в них (H). При работе насоса на оба трубопровода с перепуском рабочая точка системы будет М₁. Следовательно при работе насоса с перепуском производительность системы в целом увеличится с Q_0 до Q_1 . Напор развиваемый насосом и потери напора в системе снижаются с $H_{н0}$ до $H_{н1}$ и $H_{т0}$ до $H_{т1}$. При работе системы в рабочей точке М₁ потери напора в ней, а значит и в трубопроводе №2 $H_{н1}$. При таких потерях согласно характеристики трубопровода №2 он способен пропустить производительность Q_2 . Таким образом, при перекачке с перепуском производительность насоса увеличивается с Q_0 до Q_1 , а производительность основного трубопровода №2 уменьшается с Q_0 до Q_2 , т.е. при перекачке с перепуском производительность, потери в трубопроводе и напор, развиваемый насосом, уменьшаются. Данный метод не экономичен т.к. насос непроизводительно перекачивает жидкость в количестве $Q_1 - Q_2$. Поскольку при перекачке с перепуском напор, развиваемый насосом уменьшается, а производительность увеличивается этот метод не может быть использован для борьбы с кавитацией (рис. 2).

Изменение частоты оборотов ротора.

Изменение частоты оборотов ротора. – при изменении частоты оборотов ротора насоса основные его параметры изменяются в соответствии со следующими зависимостями: $Q = Q_0 (n / n_0)$; $H = H_0 (n / n_0)$; $N = N_0 (n / n_0)$; - где параметры n и n_0 соответственно обороты. В соответствии с выше приведенными зависимостями характеристика (Q-H) изменяется следующим образом (рис. 3) и рабочая точка системы насос- трубопровод может иметь положения 1, 2, 3, ... и т.д. Как видно при таком методе регулирования есть возможность не только уменьшить, но и увеличить производительность (Q), а также изменить напор (H) в обоих направлениях. Из характеристики видно, что при любом количестве оборотов ротора насоса (n) насос не развивает не измененного напора, не изменившейся производительности. Метод регулирования высоко экономичен. Регулированию поддаются электродвигатели как постоянного так и переменного тока. Двигатели переменного тока допускают регулирование числа оборотов путем изменения частоты питающего тока. Технически такое регулирование осуществляется с помощью тиристорных преобразователей частоты (система ТПЧ – АД). Анализ показывает, что система ТПЧ – АД высокооборотного регулирования электропривода получила наибольшее распространение в зарубежной практике. Из других приводов к насосным агрегатам также используются газотурбинные двигатели.

Анализ выше рассмотренных методов плавного регулирования приводит к следующим заключениям. Самым экономичным является метод с изменением частоты оборотов ротора насоса.

Сравнение дросселирования и перепуска показывает, что для насосов с полого падающей характеристикой (Q-H) более выгодно дросселирование, а с круто падающей перепуск. Центробежные насосы, широко используемые в нефтяной промышленности, имеют полого падающую характеристику, поэтому на всех насосных станциях с такими насосами предусматриваются узлы регулирования давления на выходе НПС. Круто падающие характеристики свойственны объемным насосам, поэтому все эти насосы оснащаются перепускным трубопроводом.

2. К методам ступенчатого регулирования относятся: изменение количества работающих насосов, изменение количества ступеней в многоступенчатых насосах, смена ротора (рабочего колеса) насоса, обточка рабочего колеса насоса.

Изменение количества работающих насосов.

Среди методов ступенчатого регулирования широко используется метод изменения количества работающих насосов. Несмотря на простоту его осуществления это метод достаточно экономичен лишь в случае изменения количества насосов на длительный срок т.к. пуски и остановки агрегатов связаны с их повышенным износом. Изменение схемы обвязки насосов может быть реализовано на станциях где существует соответствующая обвязка. В принципе этот метод экономичен по энергозатратам, но для его осуществления требуется применение дополнительной запорной арматуры, которая достаточно дорога и снижает надежность (рис. 4.1, 4.2).

Смена ротора (рабочего колеса) насоса.

На НПС широко используются насосы со сменным ротором на различную подачу. Применение сменных роторов позволяет существенно менять режим работы станции практически без дополнительных вложений.

Метод обточки рабочих колес.

Рассмотрим отдельно метод обточки рабочих колес. Допустим, для некоторой системы был подобран насос, который дает рабочую точку (M) при этом производительность системы Q_0 , требуется же в системе иметь производительность Q_1 . Снизить производительность можно обточкой колеса ротора. Основные параметры насоса зависят от диаметра рабочего колеса следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} Q &= Q_0 (D / D_0) \\ H &= H_0 (D / D_0) \\ N &= N_0 (D / D_0) \end{aligned} \right\}$$

Характеристики (Q-H) центробежных насосов часто описывают двухчленной зависимостью $H = a - bQ^2$. После вычисления коэффициентов (a) и (b) определяем требуемый диаметр рабочего колеса по формуле:

$$D_1 = D_0 (H_1 + bQ_1^2/a)^{0.5}$$

где: Q_1 - требуемая производительность при напоре H_1 .

При обточке рабочего колеса ротора сверх некоторого предела КПД насоса существенно падает, поэтому существует граница обточки. Для большинства насосов в т.ч. магистральных насосов типа НМ, обточка допускается не более 10 %.

Рассмотренным методом обточки рабочего колеса ротора можно достичь сто процентного исключения дросселирования, что естественно приведет к экономии энергозатрат, но данный метод тоже рассчитан на длительную (без смены режима) работу нефтепровода.

Все рассмотренные методы ступенчатого регулирования, как правило, не позволяют получать желаемого режима работы, поэтому они дополняются тем или иным методом плавного регулирования.

Главной задачей нефтепроводного транспорта является перекачка продукта в заданном объеме при минимальных удельных затратах электроэнергии. Мощность (N) затрачиваемая насосной установкой определяется как $N = N_n / \eta$;

где $N_n = \Delta P Q$ - полезная мощность насоса, а $\eta = \eta_1 \eta_2$ - КПД насосной установки. Как видно из характеристики нефтяного центробежного насоса НМ 7000-210 (см. рис. 6) коэффициент $\eta(Q)$ полезного действия установки не является монотонной функцией расхода Q. Существует интервал расходов, в котором функция $\eta(Q)$ близка к своему максимальному значению. При расчете режимов работы нефтепровода, выборе насосов и приводов к ним необходимо учитывать, чтобы перекачка велась с расходом Q^* в интервале значений, в котором величина $\eta(Q)$ являлась наибольшей.

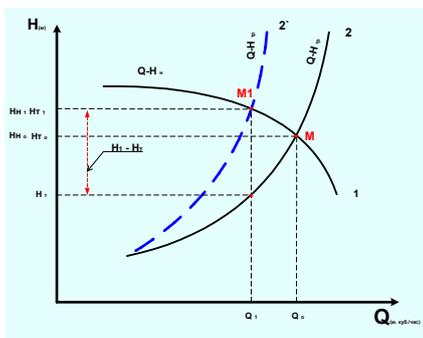


Рис. 1

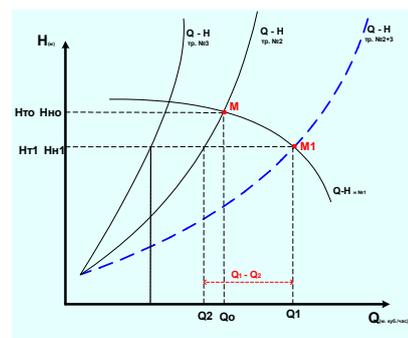


Рис. 2

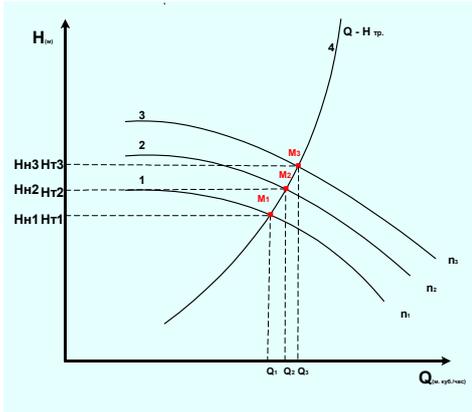


Рис. 3

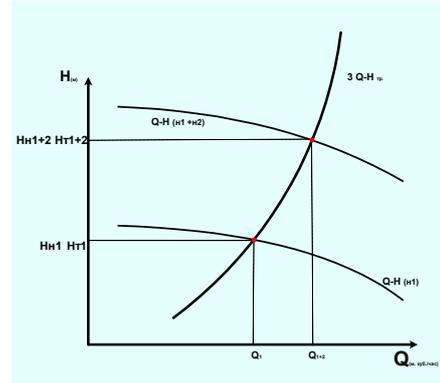


Рис. 4.1

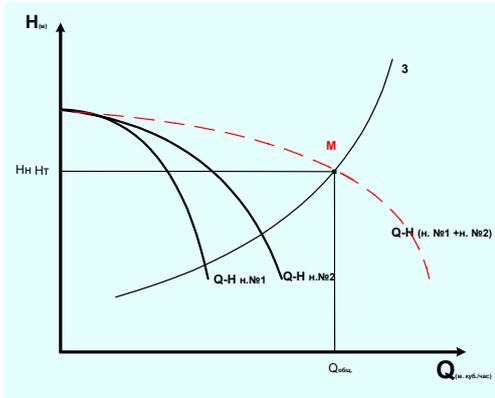


Рис. 4.2

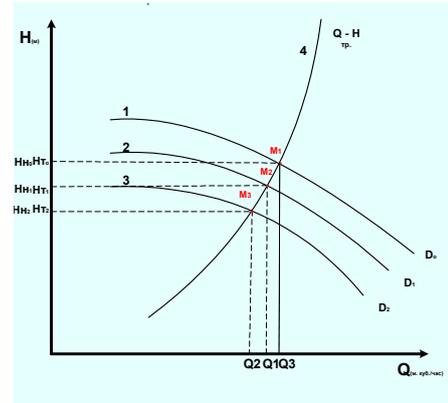


Рис. 5

Отечественная и зарубежная практика эксплуатации нефтепроводов показала, что в условиях постоянно изменяющегося уровня загрузки трубопроводных систем целесообразно использовать регулируемые приводы насосных агрегатов. Путем регулирования числа оборотов рабочего колеса насоса удастся плавно менять его гидравлические и энергетические характеристики, подстраивая работу насоса к изменяющимся нагрузкам. Этим обеспечивается прежде всего экономия энергии, затрачиваемой на перекачку нефти (рис. 7).

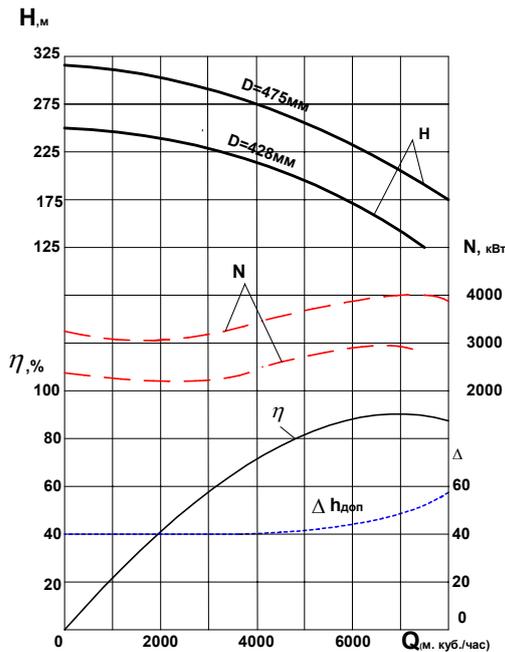


Рис. 6

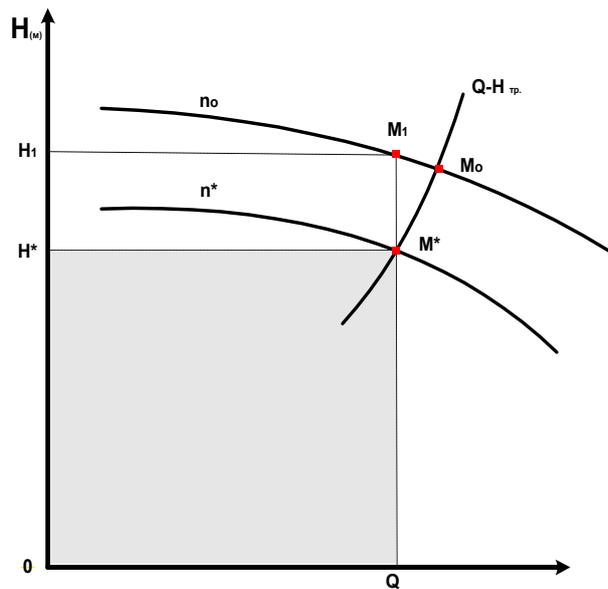


Рис. 7

Литература

1. Вайншток С.М. Трубопроводный транспорт нефти, том-1. – М.: Недра, 2002 г.
2. Колпаков Л.Г. Центробежные насосы магистральных нефтепроводов. – М.: Недра, 1985.

ПОСТРОЕНИЕ КОММЕРЧЕСКОГО УЗЛА УЧЕТА ГАЗА НА ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОЙ СТАНЦИИ

М.Ю. Чухарев, А.С. Кремис

Научный руководитель доцент В.Г. Крец

Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Любая система транспортировки углеводородов предполагает четкий контроль и учет принимаемого, транспортируемого и продаваемого продукта. Увеличение объемов поставок газа в систему магистральных газопроводов, сокращение потерь и извлечение максимально возможной прибыли за оказанные услуги по его транспортировке, определяет высокую степень ответственности между грузоотправителем (поставщик углеводородов) и грузополучателем (магистральные газопроводы ОАО «Газпром»). Поэтому в настоящее время высокое значение придается вопросам технологии и качества учета транспортируемого природного газа.

Поставленная задача может быть решена только комплексом мер по реконструкции узлов учета газа устаревшей комплектации на газоизмерительных и газораспределительных станциях (ГИС и ГРС). Эти меры включают использование в качестве измерительной техники высокоточных и отвечающих современным требованиям средств измерения и технологий, кроме того, они позволяют:

- повысить точность учета газа пропускаемого через ГРС, при всех возможных режимах потребления газа, доведя существующий уровень точности измерения ($\pm 5\%$) до международных стандартов ($\pm 1,5\%$) [1, 2];
- определять физические характеристики газа (плотность, коэффициент сжимаемости, вязкость, показатель адиабаты и т.д.), с непрерывной корректировкой заданных параметров по измеренным значениям температуры и давления;
- снизить потери газа и получить дополнительную прибыль предприятия.

В настоящее время на практике нашли применение две основные концепции построения узла коммерческого учета. Первая - реализует построение полностью законченного и поверенного у изготовителя узла (рис. 1), а вторая - монтаж непосредственно на месте эксплуатации узла коммерческого учета (рис. 2), состоящего из отдельных компонентов: первичного преобразователя расхода, вычислителя, датчика давления, датчика температуры и периферийных устройств. Такие узлы учета, как правило, не имеют сертификата Росстандарта на весь комплект оборудования как единое целое. Сертификаты имеют только отдельные компоненты такого узла: датчик давления, датчик температуры, вычислитель, счетчик газа [3].

Измерительные комплексы, производимые в соответствии с первой концепцией, полностью соответствуют требованиям указанных нормативных документов. Они прошли сертификационные испытания в рамках утверждения типа средства измерений как единый узел. На стадии приемо-сдаточных испытаний каждый узел у изготовителя подвергается проверке [2]:

$$\delta = \pm 1,1(\delta_c^2 + \delta_k^2)^{0,5}$$

где δ - основная относительная погрешность определения стандартного объема измерительного комплекса; δ_c - относительной погрешности счетчика газа (первичного измерительного преобразователя); δ_k - относительной погрешности вычислителя, включающей в себя погрешности вычисления давления, температуры, коэффициента сжимаемости; 1,1 - коэффициент запаса.

Таблица 1

Характеристика расходомеров

Тип расходомера-счетчика	Диаметр условный, мм	Длины прямых участков в Ду		Давление, P max, кгс/см ²
		до	после	
Ротационные	40...300	-	-	16
Турбинные	50...600	5	3	до 100
Сужающие устройства	12...1400	20...50	4...8	без ограничений
Вихревые	15...300	5...20	2...10	до 16
Ультразвуковые (акустические)	25...800	5...10	3...7	до 300
Термоанемометры (тепловые)	100...1300	-	-	до 16

Но если организации трубопроводного транспорта газа имеют в своем составе ГИС и ГРС *большой производительности и выполненные по индивидуальным проектам*, то при построении узлов коммерческого учета, предпочитают использовать вычислитель в комплекте с различного типа первичными преобразователями расхода, датчиками давления и температуры, блоками питания, барьерами искрозащиты. В этом случае необходимо принимать во внимание, что для каждого варианта комплектации узла должны быть: сертификаты Росстандарта об утверждении типа средства измерений.

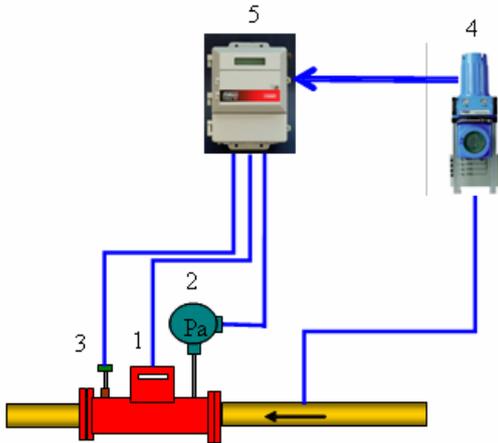


Рис. 1. Изготовленный и поверенный на предприятии узел учета газа: 1) Первичное измерительное устройство (счетчик турбинный, ротационный или, ультразвуковой); 2) Датчик абсолютного давления; 3) Датчик температуры; 4) Газовый потоковый хроматограф; 5) Вычислитель расхода

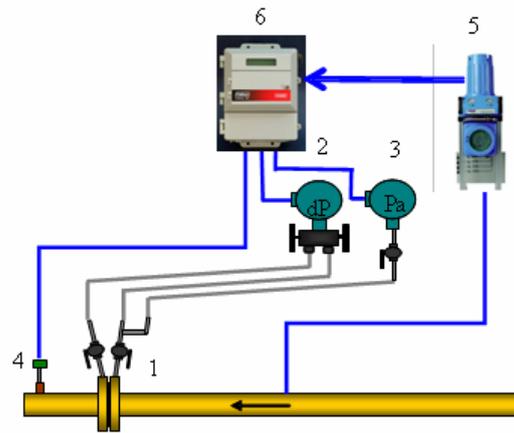


Рис. 2. Монтируемый из отдельных компонентов узел учета газа: 1) Первичное измерительное устройство (сужающее устройство - диафрагма); 2) Датчик перепада давления на сужающем устройстве; 3) Датчик абсолютного давления; 4) Датчик температуры; 5) Газовый потоковый хроматограф; 6) Вычислитель расхода

Таблица 2

Сравнительная характеристика коммерческих узлов учета газа

Узел учета заводской сборки	Узел учета, монтируемый из отдельных компонентов
<i>Характеристика</i>	
точность измерения соответствует заявленной в паспорте на устройство и гарантируется изготовителем	точность измерения определяется расчетным путем, по результатам поверки отдельных составляющих на месте монтажа
<i>Достоинства</i>	
<ul style="list-style-type: none"> • имеется гарантийный срок эксплуатации; • высокая точность измерения расхода гарантируется заводом изготовителем, интервал между поверками может достигать от 3 до-12 лет 	<ul style="list-style-type: none"> • при выходе из строя одного из компонентов, замена на аналогичный компонент, не влечет за собой полную аттестацию измерительного комплекса; • выполняется только поверка и калибровка замененного компонента; • прекращение выпуска заводом изготовителем какой либо из составляющих Ведет к замене на аналогичную другого завода изготовителя только этой составляющей
<i>Недостатки</i>	
<ul style="list-style-type: none"> • необходимость наличия специализированных поверочных стендов, в случае отсутствия таковых - отправка для поверки всего комплекта на завод изготовителю, либо в организацию имеющую право и необходимое оборудование для проведения таких работ; • ремонтпригодность зависит от качества изготовления; • в случае выхода из строя одного из компонентов подлежит поверке весь комплект оборудования; • прекращение выпуска этого изделия заводом изготовителем ведет к необходимости замены всего комплекса на другую модель 	<ul style="list-style-type: none"> • нет возможности поверить расходомер целиком, поверка должна производиться ежегодно; • точность поверки зависит от комплекта поверочного оборудования и квалификации исполнителя

После монтажа на объект такой узел должен быть поверен представителями Росстандарта в соответствии с утвержденной методикой. Узел коммерческого учета должен иметь паспорт с отметкой Росстандарта о поверке, подтверждающий его соответствие требованиям СНиП 2.04.08-87 «Газоснабжение» по точности в целом, а не по отдельным компонентам узла учета. Основная относительная погрешность определения стандартного объема такого узла δ складывается из следующих составляющих:

$$\delta = \delta_c + \delta_{дд} + \delta_{дт} + \delta_{в},$$

δ_c – относительной погрешности счетчика газа (первичного измерительного преобразователя, в состав которой входит погрешность от сокращения или несоответствия длин прямых участков); $\delta_{дд}$ – относительной погрешности датчика давления (абсолютного); $\delta_{дт}$ – относительной погрешности датчика температуры; $\delta_{в.}$ – относительной погрешности вычислителя, включающей в себя погрешности вычисления давления, температуры, коэффициента сжимаемости.

Таблица 3

Факторы, влияющие на выбор узла учета

Узел учета заводской сборки			
	Характеристика	Достоинства	Недостатки
1	Точность измерения соответствует заявленной в Паспорте на устройство и гарантируется изготовителем.	Высокая точность измерения расхода, межповерочный интервал может достигать нескольких лет (3-12). Точность измерения гарантируется заводом изготовителем.	Необходимость наличия специализированных Поверочных стендов, в случае отсутствия таковых - отправка для поверки всего комплекта на завод изготовитель либо в организацию имеющую право и необходимое оборудование для проведения таких работ.
2	Ремонтопригодность	Имеется гарантийный срок эксплуатации.	Зависит от качества изготовления. В случае выхода из строя одного из компонентов подлежит поверке весь комплект оборудования см. п.1. (т.к. замена чаще всего ведет к нарушению пломбирования) и потери гарантии завода изготовителя, равно как и прекращение действия Поверочного сертификата.
3	Прекращение выпуска этого изделия заводом изготовителем	-	Ведет к необходимости замены всего комплекса на другую модель.
Узел учета, монтируемый из отдельных компонентов			
	Характеристика	Достоинства	Недостатки
1	Точность измерения определяется расчетным путем, по результатам поверки отдельных составляющих на месте монтажа.	Отсутствует необходимость демонтажа всего расходомера и отправки его для поверки на завод изготовитель.	Нет возможности поверить расходомер целиком, поверка должна производиться ежегодно. Точность поверки зависит от комплекта поверочного оборудования и квалификации исполнителя.
2	Ремонтопригодность	При выходе из строя одной из компонент, замена ее на аналогичную, с характеристиками соответствующими предъявляемым требованиям, не влечет за собой полную аттестацию измерительного комплекса. Выполняется только поверка и калибровка замененного компонента.	-
3	Прекращение выпуска заводом изготовителем какой-либо из составляющих	Ведет к замене на аналогичную другого завода изготовителя только этой составляющей	-

Высокая точность измерения такого узла учета может быть достигнута за счет применения высокоточных первичных датчиков, использования в качестве первичного преобразователя *стандартного*

сужающего устройства (СУ) - конструкции изготовленной в заводских условиях, совместно с прямыми участками до и после СУ (табл. 1), и откалиброванных с требуемой точностью.

Очевидно, что определение реальной погрешности определения стандартного объема такого узла учета, требует высокого профессионализма персонала выполняющего эти работы, наличия высокоточного и высоко автоматизированного поверочного оборудования, высокоточных эталонных средств задачи и контроля давления и температуры.

Подводя итог вышесказанного при выборе конструкции узла учета необходимо учитывать следующие факторы (табл. 2, 3).

Литература

1. Компактный расходомер. Раздел: Новое оборудование. Перевод В.Иванов // Нефтегазовые технологии. №2.– 2007. – С. 63-64.
2. ГОСТ Р8.596-2002. Метрологическое обеспечение измерительных систем,— м.: Изд-во стандартов, 2002.
3. ГОСТ 8.563-97. Измерение расхода и количества жидкостей и газов методом переменного перепада давления. – М.: Изд-во стандартов, 1998.
4. Шорников Е. А. Расходомеры газов, жидкостей и теплоты их потоков с микропроцессорными вычислительными устройствами // Мат. семинара: Повышение точности измерения расхода жидкости и газа как средство экономии энергоресурсов. – Л.: ЛДНТП, 1988.