вательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: vitin-10.pet@mail.ru

Дорохов Андрей Валерьевич – старший научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: dorokhov.andryusha@mail.ru.

Курьято Николай Алексеевич – младший научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: cskasparta@yandex.ru.

Клепиков Виктор Валерьевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: viktrikt@mail.ru

Author credentials

Affiliations

Knyazeva Larisa – Full Doctor of Chemical Sciences, Associate Professor, Chief Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture”, Russia, Tambov, e-mail: Knyazeva27@mail.ru.

Petrashev Alexandr – Full Doctor of Technical Sciences, Chief Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution «All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture», Russia, Tambov, e-mail: vitin-10.pet@mail.ru

Dorokhov Andrey – Senior Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution “All Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture”, Russia, Tambov, email: dorokhov.andryusha@mail.ru.

Kuryato Nikolay– Junior Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution “All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture”, Russia, Tambov, email: cska-sparta@yandex.ru.

Klepikov Viktor – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher of Federal State Budgetary Scientific Institution «All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture», Russia, Tambov, e-mail: viktrikt@mail.ru.

Поступила в редакцию (Received): 03.02.2022 Принята к публикации (Accepted): 10.02.2022

УДК 621.643; 621.644; 626.82
DOI: 10.35887/2305-2538-2022-1-134-144

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЛИНИИ СБОРНО-РАЗБОРНОГО ТРУБОПРОВОДА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ИЗГИБАЮЩИХ НАГРУЗОК

[1]Елькин Алексей Вячеславович
[2]Улюкина Елена Анатольевна
[3]Прохоров Александр Анатольевич
[1]ФАУ «25 ГосНИИ химмотологии Минобороны России»
[2]Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева
[3]ПАО «Газпром»

Реферат. *Прокладка трубопроводов для транспортировки нефти, нефтепродуктов и воды в сильно пересеченной местности обусловливает возникновение напряжений под воздействием изгибающих нагрузок, которые могут привести к разгерметизации линии трубопровода и потере перекачиваемого продукта. Анализ статистических данных показывает, что разрыв соединений*

составляет до 57% от всех случаев разгерметизации линейной части трубопровода в процессе эксплуатации сборно-разборных трубопроводов (на примере трубопровода с наиболее распространенным соединением типа «Раструб», имеющего угловую подвижность 2^0). По результатам разработки и исследования обобщенной модели с использованием законов классической механики и гидравлики, а также методов и методик, применяемых в математике и физике, разработана математическая модель нагружения линейной части сборно-разборного трубопровода при изгибающих нагрузках. Адекватность полученной модели подтверждена результатами экспериментальных исследований на участке трубопровода, заполненном водой, и рабочим давлением в пределах от 0 до 6,0 МПа с интервалом варьирования 1,5 МПа в соответствии с разработанной методикой. Анализ математической модели показывает, что основными характеристиками, учитываемыми при определении границ устойчивой работы трубопровода, являются угол предельного поворота труб в соединении, а также модуль упругости материала труб. Сделан вывод о том, что применение разработка и внедрение конструкций соединений, позволяющих увеличить безопасный угол поворота труб в соединении (до 10-15^0) а также труб из современных композитных материалов с меньшим модулем упругости, чем у стали ($2 \cdot 10^5$ МПа) позволят снизить жесткость линии сборно-разборного трубопровода, а именно - сократить радиус безопасного изгиба под действием нагрузки (по предварительной оценке - не менее, чем в 3 раза).

***Ключевые слова**: сборно-разборный трубопровод, соединение труб, изгибающие нагрузки.*

SIMULATION OF THE OPERATION OF A COLLAPSIBLE PIPELINE LINE UNDER THE INFLUENCE OF BENDING LOADS

[1]El`kin Aleksey
[2]Ulyukina Elena
[3]Prokhorov Alexander
[1]FAU "25 State Research Institute of Chemmotology of the Ministry of Defense of Russia"
[2]Russian State Agrarian University - Moscow Agricultural Academy named after K.A. Timiryazev
[3]PAO "Gazprom"

***Absract.** The laying of pipelines for the transportation of oil, oil products and water in very rugged terrain causes the occurrence of stresses under the influence of bending loads, which can lead to depressurization of the pipeline line and loss of the pumped product.Analysis of statistical data shows that the rupture of connections accounts for up to 57% of all cases of depressurization of the linear part of the pipeline during the operation of collapsible pipelines (for example, a pipeline with the most common connection of the "Bell" type, having an angular mobility of 20). Based on the results of the development and research of a generalized model using the laws of classical mechanics and hydraulics, as well as methods and techniques used in mathematics and physics, a mathematical model of loading the linear part of a collapsible pipeline under bending loads has been developed. The adequacy of the obtained model is confirmed by the results of experimental studies on a pipeline section filled with water and operating pressure ranging from 0 to 6.0 MPa with a variation interval of 1.5 MPa in accordance with the developed methodology. The analysis of the mathematical model shows that the main characteristics taken into account when determining the boundaries of the stable operation of the pipeline are the angle of the maximum rotation of the pipes in the joint, as well as the modulus of elasticity of the pipe material. It is concluded that the application, development and implementation of joint designs that increase the safe angle of rotation of pipes in the joint (up to 10-15^0) as well as pipes made of modern composite materials with a lower modulus of elasticity than steel ($2 * 10^5$ MPa) will reduce the rigidity of the collapsible pipeline line, namely, reduce the radius of safe bending under load (according to preliminary estimates - at least 3 times).*

***Keywords**: collapsible pipeline, pipe connection, bending loads.*

Актуальность исследования. Сборно-разборные трубопроводы (далее – СРТ) представляют собой мобильные инженерно-технические комплексы, предназначенные для транспортирования горючего, воды и других жидкостей на значительные расстояния. В Российской Федерации основное развитие СРТ получили в Вооруженных Силах для выполнения задач по

транспортировке горючего [1]. Вместе с тем, СРТ также нашли свое применение при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций и стихийных бедствий, в сельском хозяйстве и других отраслях.

Преимуществами СРТ являются высокие темпы сооружения, способность к прокладке при минимальном объеме инженерных работ, модульность конструкции, обеспечивающая возможность сооружения линий различной протяженности и трубопроводных сетей любого начертания, возможность многократного монтажа и демонтажа трубопровода, его перемещения всеми видами транспорта на новые направления использования и другие.

Следует отметить, что мобильность СРТ определяет возможность из использования практически в любой местности. При этом, в большинстве случаев при планировании трассы сборно-разборного трубопровода необходимо учитывать наличие холмов, оврагов, деревьев и кустарников, дорог и других препятствий, так как изгиб трубопровода при определенных условиях может спровоцировать разрыв соединений труб либо разгерметизацию тела трубы в местах сварных швов.

Линейная часть СРТ является одним из основных элементов, определяющих надежность функционирования трубопроводной системы, при этом важнейшим требованием, определяющим эффективность их использования, является количественная сохранность транспортируемого продукта [2]. Исследование условий применения СРТ является актуальным вопросом.

Анализ статистических данных по результатам применения СРТ [3] и нарушений их герметичности по техническим причинам определяется конструкцией соединения труб определил целесообразность дальнейшего исследования на примере стальных СРТ с соединением типа «Раструб», для которых наиболее типичным случаем разгерметизации является разрыв в узле соединения (57,5%). Проведенный анализ условий работы сборно-разборных трубопроводов выявил необходимость разработки обобщенной модели нагружения линейной части при изгибе для определения путей повышения эффективности их использования.

Моделирование процессов развития деформаций в соединениях СРТ. Основными силовыми факторами, воздействующими на соединение типа «Раструб» в процессе эксплуатации являются:

– осевая продольная сила F от внутреннего давления перекачиваемой среды в трубопроводе, которая определяется как $F=\pi D_в^2 p/4$ (где D_p - внутренний диаметр раструба в месте уплотнения);

– изгибающий момент $M_и$ от предварительного напряжения труб от изгиба, влияния сил веса заполненного трубопровода и реакций грунта.

Величина изгибающего момента $M_и$ изменяется от нуля до некоторого предельного значения, при котором происходит отказ соединения труб.

При $M_и = 0$ сила F уравновешивается наклонными силами q, равномерно распределенными по поверхности выступа манжеты диаметром D (рисунок 1).

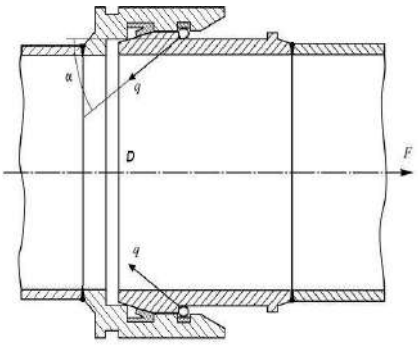

Рисунок 1 - Вариант нагружения соединения без изгиба

При $M_и > 0$ силы q становятся неравномерно распределенными по окружности выступа манжеты, причем в плоскости действия момента уравновешивающие силы будут иметь с одной стороны максимальное, а с другой – минимальные значения. В этом случае сила F будет приложена в условной точке на расстоянии l от оси. В результате анализа этого состояния

нагружения установлено, что неравномерно распределенные по окружности выступа манжеты силы q имеют равнодействующую, радиальная составляющая которой Q_r смещает манжету внутри раструба в поперечном направлении и прижимает ее наружной цилиндрической поверхностью выступа к внутренней поверхности раструба. Со стороны раструба появляется радиальная реакция Q_{r1}, уравновешивающая манжету в поперечно смещенном положении, то есть $Q_{r1} = Q_r$.

Передающийся от трубы на манжету изгибающий момент выражается как $M_u = F*l$.

При состоянии нагружения, когда линия действия смещенной силы F проходит в пределах площади опоры манжеты на запорное кольцо (внутри круга, ограниченного окружностью выступа), то есть при $l < D/2$, соединение находится в состоянии устойчивого равновесия, $M_u < F*D/2$.

При $M_u = F*D/2$ состояние равновесия манжеты становится неустойчивым и при дальнейшем увеличении на величину, достаточную для преодоления сил трения $F_{тр}$ в точке C (рисунок 2), происходит поворот манжеты относительно точки A до упора в точке B. Перемещение у точки B составит величину $\Delta_{ср}$, зазор по торцу манжеты против точки A сохранится прежний - $\Delta_{ср}$, против точки B станет равным нулю.

В состоянии равновесия на манжету, находящуюся в состоянии предельного поворота внутри раструба, действуют следующие силы:

смещенная сила F на плече $l > D/2$, создающая изгибающий момент, обусловивший предельный поворот манжеты внутри раструба на угол Ψ;

реакция на выступ манжеты Q (имеющая составляющие Q_a (осевую) и Q_r (радиальную);

реакция раструба R в точке C, отклоненная от нормали на угол трения φ и имеющая составляющие Q_{r1} (радиальную) и силу трения $F_{тр}$, направленную вдоль цилиндрической поверхности выступа манжеты;

реакция $Q_м$ в точке B, направленная параллельно оси манжеты (перпендикулярно к внутренней упорной поверхности раструба).

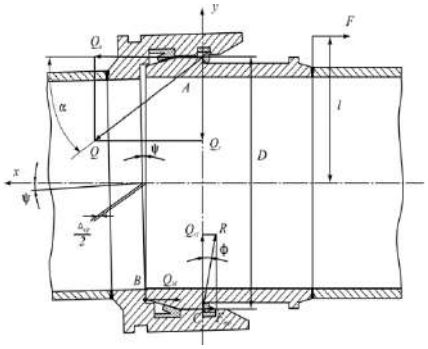

Рисунок 2 - Вариант нагружения соединения «Раструб» с изгибом, вызывающим предельный поворот манжеты внутри раструба

В зависимости от величины изгибающего момента M_u, действие силы трения $F_{тр} = f*Q_м$, проявляется при повороте манжеты в раструбе до появления контакта в точке B, но при отсутствии реакции $Q_м$. При максимальном повороте манжеты происходит касание в точке B, и появляется реакция $Q_м$, обусловленная некоторой малой величиной деформаций. Если изгибающий момент далее остается постоянной величиной, то перенос нагрузки из точки C в точку B неизбежен. При этом сила трения $F_{тр}$ постепенно убывает до нуля, а реакция $Q_м$, соответственно, возрастает (влияние силы $Q_м$ на равновесие манжеты эквивалентно влиянию силы $F_{тр}$). В случае дальнейшего увеличения изгибающего момента осевая реакция $Q_м$ будет расти, что приведет к увеличению нагрузки Q на посадочное место запорного кольца. Необходимо отметить, что исследование ограничено величиной изгибающего момента M_{u1}, которая приводит к предельному повороту манжеты. Для условий ее равновесия нагрузка $Q_м$ принята равной 0, а максимальное значение силы трения $F_{тр} = f*Q_{r1}$.

Возможно такое происхождение нагруженного состояния соединения с предельным углом поворота, когда этот поворот получен заранее, до нагружения линии трубопровода давлением.

При этом влияние трения в точке C будет исключено ($F_{тр}$= 0, f = 0) и изгибающий момент, возникающий при нагружении с предварительным поворотом соединения, будет равен M_{umin}= $F{\cdot}D/2$. Последующий рост момента вызывает появление осевой реакции $Q_м$ в точке B и возможен из-за возрастания внешних поперечных нагрузок на трубопровод или из-за влияния продольных упругих удлинений труб при растяжении от сил внутреннего давления жидкости.

Сравнение всех рассмотренных вариантов нагружения манжеты показывает, что при моменте $M_u<F{\cdot}D/2$ соединение находится в состоянии, при котором концентрация нагрузки на выступ манжеты не достигла своего предельного значения. При этом, если M_u = 0, наблюдается вариант осесимметричного нагружения, а при 0 $<M_u<F{\cdot}D/2$ - более тяжелый вариант, когда на осесимметричное нагружение накладывается влияние изгиба, и максимальная распределенная нагрузка q_{max} в точке A становится больше, чем равномерно распределенная нагрузка q при осесимметричном нагружении. Анализ варианта нагружения с предельным поворотом манжеты позволяет оценить состояние, когда процесс неравномерного распределения нагрузки на выступ манжеты окончательно завершается и появляется полная концентрация нагрузки вблизи точки A. Сконцентрированная в узком секторе запорного кольца нагрузка обусловливает процесс образования и развития дефектов на структуре материала до критических значений, приводящих к разрушению конструктивных элементов (например, смятие выступа манжеты) и, как следствие, вызывает разрушение соединения. Отметим, что при достижении угла поворота манжеты в раструбе предельного значения $\Psi = arctg\Delta_{ср}/D$ в соединении возникает наиболее опасный вариант нагружения.

Как было показано ранее, при M_u= $F{\cdot}D/2$ состояние равновесия манжеты становится неустойчивым. При дальнейшем увеличении изгибающего момента на величину, достаточную для преодоления сил трения $F_{тр}$ в точке C, происходит поворот манжеты относительно точки A. Момент сил трения $M_{тр}$, возникающий в соединении труб с началом перемещения манжеты, будет ограничен углом предельного поворота манжеты внутри раструба $\Psi_{пр}$.

Момент сил трения, возникающий в соединении труб от изгиба, может быть определен по следующей зависимости:

$$M_{тр} = \frac{FDftg\alpha}{1 - ftg\alpha} \tag{1}$$

Модель нагружения (1) будет характеризовать работу соединения труб в процессе поворота манжеты внутри раструба, инициируемого большим изгибающим моментом, вызывающим изгиб линии трубопровода в пределах угла поворота труб в соединениях от 0 до $\Psi_{пр}$.

При условии, что $D_p \approx D$ (различие в размерах очень мало), модель (1) будет иметь следующий вид:

$$M_{тр} = p\left(\frac{\pi D^3 ftg\alpha}{4(1 - ftg\alpha)}\right).$$

Полученные математические модели нагружения соединения типа «Раструб» характеризуют его работу в различных условиях воздействия силовых нагрузок. При этом параметром, характеризующим подвижность соединения в пределах угла поворота от 0 до $\Psi_{пр}$, будет являться величина момента сил трения $M_{тр}$, возникающего при перемещении манжеты внутри раструба.

Исследование работы линии сборно-разборного трубопровода при изгибе.

При прокладке трубопровода на местности неизбежен его изгиб как в горизонтальной (изменение направления прокладки), так и в вертикальной (копирование профиля местности и провисание отдельных участков) плоскостях, при этом изгиб обеспечивается за счет относительного смещения труб в пределах допустимых углов поворота в соединениях. Изгиб линии трубопровода с соединениями «Раструб» характеризуется изменением нагрузок на запорное кольцо и его посадочные поверхности в раструбе и на манжете.

Известно, что при изгибе прямого стержня изгибающий момент пропорционален кривизне оси стержня, вызванной этим моментом, а также жесткости стержня

$$M_u = \frac{1}{\rho} EI \tag{2}$$

где ρ - радиус кривизны оси стержня в сечении, где действует изгибающий момент; E - модуль

упругости материала стержня; *I* - осевой момент инерции сечения стержня.

При определенном значении радиуса изгиба трубопровода достигается предельное нагружение соединений и происходит его разгерметизация. В случае, когда предельный угол поворота труб в соединении достигается до его нагружения давлением, а на предварительно подвергшееся повороту соединение действует минимальный изгибающий момент, радиус кривизны оси одной трубы составит

$$\rho_{max} = EI / M_{umin.}$$

Ось СРТ участка трубопровода, изогнутого моментом M_{umin} представляет собой линию *ABCD* из дуг окружностей радиуса ρ_{max} и длиной *l*, пересекающихся под углом $\Psi_{пр}$ (рисунок 3).

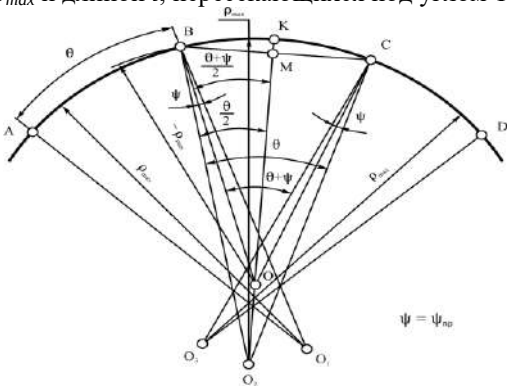

Рисунок 3 - Положение оси трубопровода на участке радиуса ρ_T

Если ломаную *ABCD* представить аппроксимирующей окружностью, проведенной через центры соединений то радиус этой окружности может быть принят за радиус кривизны продольной оси трубопровода $\rho_т$ (при этом $OK < \rho_m < OB$).

Таким образом,

$$\rho_T = \frac{l}{\Theta + \Psi}, \tag{3}$$

где Θ - угол взаимного поворота торцов одной трубы.

На рисунке 3 это центральный угол, соответствующий дуге *AB*, $\Theta = l/\rho_{max}$.

Радиус кривизны оси трубопровода с учетом (3) определится как

$$\rho_т = \rho_{max} l / (l + \rho_{max}\Psi) . \tag{4}$$

При предварительном повороте труб в соединениях поворот манжеты в раструбе на угол Ψ под нагрузкой от давления жидкости достигается без влияния сил трения в соединениях труб.

Если предельный поворот труб в соединениях достигается после нагружения внутренним давлением, упругие удлинения труб приводят к дополнительному изгибу оси, уменьшению радиуса кривизны. В этом случае предельному повороту труб в соединениях дополнительно препятствует сила трения, а изгибающий момент в соединениях труб достигает некоторого значения M_{u1}. Тогда максимальный радиус кривизны оси трубы составит $\rho_{max1} = EI / M_{u1}$.

Значение изгибающего момента M_{u1}, возникающего в соединениях труб с учетом сил трения, инициируемых внутренним давлением, определим как

$$M_{u1} = F\frac{D}{2}\frac{1+ftg\alpha}{1-ftg\alpha}, \tag{5}$$

(здесь *F* - сила давления жидкости в трубе, $F=\pi D_в^2 p/4$).

Радиус кривизны продольной оси нагруженного трубопровода при изгибающем моменте M_{u1} определится выражением

$$\rho_{T1} = \frac{\rho_{max1} l}{l + \rho_{max1}\Psi}$$

Изгиб осевой линии трубопровода неизбежен и в вертикальной плоскости при копировании профиля местности и на провисающих участках. Так, например, развертывание трубопровода по

пологим холмам с радиусом выпуклости поверхности земли не более $\rho_т$, чего на большом протяжении трубопровода невозможно избежать, обусловливает предварительный изгиб трубопровода в вертикальной плоскости по дуге с указанным радиусом кривизны. При этом повторяются условия изгиба сборно-разборного трубопровода, рассмотренные для горизонтальной плоскости.

При анализе состояний нагружения соединений труб на провисающих участках при условиях, наименее опасных для изгиба сборно-разборного трубопровода, свободно провисающий участок трубопровода длиной L представится как пролет двухопорной балки с равномерно распределенной нагрузкой q_o. Величина q_o определяется массой трубы, заполненной продуктом, условно распределенной по ее длине. При увеличении длины пролета L изгибающий момент растет. В средней части пролета появляются соединения, нагруженные предельным изгибающим моментом, дальнейшее увеличение которого приведет к неминуемому разрушению пролета. Возможна такая длина пролета, при которой соединение, находящееся точно на середине пролета, будет изгибаться с минимальным моментом M_{umin}, который соответствует неустойчивому состоянию равновесия соединения (для соединений «Раструб» $M_{umin}= F\ D/2$). Соединение труб, находящееся в середине такого пролета, при свободном провисании трубопровода над низиной (ручьем с пологими берегами), нагруженного внутренним давлением жидкости, подвергается действию изгибающего момента более M_{umin}, а манжета в раструбе имеет угол поворота $0 < \Psi \leq \Psi_{пр}$.

Достаточно произойти любому, сравнительно малому воздействию, кратковременно увеличивающему изгибающий момент (пульсации внутреннего давления, увеличение ветровой нагрузки), чтобы манжета в раструбе повернулась на угол $\Psi_{пр}$. При достижении предельного поворота возможно соударение кромки малого кольцевого паза раструба и выступа манжеты с запорным кольцом. Такие циклы колебаний и ударов в соединении труб повторяются. При этом происходит два удара за один цикл колебаний пролета: один - при достижении предельного поворота манжеты в раструбе (более опасный удар), другой - при возвращении манжеты в первоначальное положение.

Колебательные движения пролетов сборно-разборного трубопровода при циклическом нагружении могут вызывать взаимные поперечные перемещения манжеты и раструба, с неизбежным соударением деталей соединения. Эти явления наиболее проявляются в зонах действия на трубопровод изгибающего момента $M_u \geq M_{umin}$.

Модель нагружения линейной части СРТ при изгибе.

Для исследования влияния радиусов кривизны СРТ на изменение нагрузки, распределяющейся на основные конструктивные элементы соединений, на рисунке 4 построены расчетные графические характеристики изгиба для сборно-разборного и условно цельного трубопровода (характеристика условно цельного представлена пунктирной линией).

Рисунок 4 - Характеристика изгиба линейной части СРТ

Как видно из рисунка 4, изгибающий момент и радиус изгиба связаны обратной пропорциональной зависимостью. В интервале радиуса кривизны $\rho_{max} \leq \rho \leq \infty$ характеристика изгиба сборно-разборного трубопровода описывается уравнением (2) и совпадает с характеристикой изгиба условно цельной трубы. При радиусе кривизны оси сборно-разборного

трубопровода $\rho = \rho_{max}$ и изгибающем моменте $M_u = M_{umin}$ зарождается переходный процесс в соединениях трубопровода, обусловленный началом поворота труб в них. При этом минимальный изгибающий момент инициирующий поворот соединения от сил давления жидкости $M_{umin} = F \cdot D/2$. С учетом сил трения, возникающих в соединении, зарождение переходного процесса может задержаться до значения $\rho = \rho_{max1}$ и изгибающего момента $M_u = M_{u1}$. При этом наступает условие (5)

$$M_u = F\frac{D}{2}\frac{1+ftg\alpha}{1-ftg\alpha}.$$

При неполном повороте манжеты внутри раструба на угол $\Psi < \Psi_{пр}$ радиус кривизны сборно-разборного трубопровода находится в интервале $\rho_{т1} < \rho < \rho_{max}$. В этом интервале характеристика изгиба сборно-разборного трубопровода раздваивается. Верхняя ее ветвь N_1N_3 отражает изгиб трубопровода за счет поворотов манжет внутри раструбов с учетом влияния сил трения в соединениях, а нижняя ветвь N_2N без влияния сил трения в них.

Если уравнение кривой NN_3 определяется формулой (2), то уравнение кривой N_2N_1 надо вывести, то есть дать зависимость $M_u = f(\Psi,\rho)$ в области $\rho \le \rho_т$. Для этого используем формулу (4), решенную относительно ρ_{max}

$$\rho_{max} = \frac{\rho_T l}{l - \rho_T \Psi}$$

Так как изгибающий момент трубопровода определяется радиусом кривизны оси одной трубы, то его значение представим в виде

$$M_u = \frac{EI(l-\rho_T\Psi)}{\rho_T l} = \frac{EI}{\rho_T} - \frac{EI\Psi}{l}. \quad (6)$$

Предложенное выражение (6) описывает работу трубопровода при изгибе линии за счет углов поворота в соединении при различных режимах нагружения.

В интервале $\rho_{т1} < \rho < \rho_{max}$ изменение радиуса кривизны трубопровода ρ происходит при весьма малом изменении радиусов кривизны отдельных труб (от ρ_{max} до ρ_{max1}), но при полном использовании углов поворота в соединениях от 0 до $\Psi_{пр}$ ($\Psi = f(\rho)$). В этом случае, при существенном изменении радиуса кривизны трубопровода ρ, изменение изгибающего момента от M_{umin} до M_{u1} обусловлено лишь влиянием трения в соединениях.

При радиусе кривизны трубопровода $\rho < \rho_{т1}$ значения изгибающего момента резко увеличиваются ($M_u >> M_{u1}$), при этом относительный угол поворота манжеты внутри раструба будет иметь значение не менее $\Psi_{пр}$. Этот участок характеристики изгиба трубопровода будет соответствовать наиболее опасному состоянию нагружения соединений труб, вызывающему их разрушения.

Характеристика изгиба трубопровода позволяет определить радиусы кривизны как для всей линии сборно-разборного трубопровода, так и для отдельно взятой трубы. Например, горизонтальная линия от оси ординат на уровне разрушающего момента M_{umax} на характеристике изгиба дает точки пересечения N_4 и N_5, которым на оси абсцисс соответствуют значения минимальных радиусов кривизны для трубопровода $\rho = \rho_{тmin}$ и для одной трубы $\rho = \rho_{min}$. Та часть характеристики, которая лежит выше значений M_{umax}, нереализуется, так как при достижении разрушающего момента M_{umax} происходят разрывы трубопровода в соединениях, разрушаются сварные швы и трубы (то есть, достигается первичная пластическая деформация на наружной поверхности труб). Эти процессы обусловлены прочностными свойствами материала трубы.

Значение M_{umax} можно определить как

$$M_{umax} = \sigma_u W,$$

где W - осевой момент сопротивления кольцевого сварного шва; σ_u - напряжения от изгибающего момента, $\sigma_u = \sigma_т - \sigma_p$ (здесь $\sigma_p = 4F/\pi(D_н^2 - D_в^2)$).

Осевой момент сопротивления кольцевого шва рассчитывают по формуле

$$W = \frac{\pi(D_н^4 - D_в^4)}{32D_н}.$$

Для определения минимального радиуса кривизны оси трубопровода $\rho_{тmin}$, соответствующего началу развития первичной пластической деформации и началу разрушения труб в местах

концентрации напряжений у сварных швов при нагружении линии трубопровода изгибающим моментом M_{umax} с учетом преобразования модели нагружения (6), предлагаем определить выражением

$$\rho_{\tau min} = EIl/(M_{umax}l + EI\Psi)\ . \qquad (7)$$

Выражение (7) позволяет определить границы устойчивой работы линейной части трубопровода, оснащенного подвижными соединениями труб, так как нагруженный давлением трубопровод, достигнув радиуса кривизны оси $\rho \le \rho_{\tau min}$ при изгибе своей линии, неизбежно будет подвергаться воздействию максимального изгибающего момента M_{umax}, приводящего к разрушению линейной части (труб и соединений).

На основании изложенных подходов обобщенную математическую модель нагружения линейной части сборно-разборного трубопровода с подвижными соединениями труб, представим в виде системы трех уравнений, каждое из которых характеризует изгиб линии трубопровода, вызываемый условиями его нагружения при эксплуатации

$$M_u(\Psi,\rho) = \begin{cases} \dfrac{EI}{\rho} : при \quad \Psi(\rho) = 0; \rho_{\max} \le \rho < \infty; \\ \dfrac{EI\Psi_{(\rho)}}{l} : при \quad 0 < \Psi(\rho) < \Psi_{np}; \rho_{T1} < \rho < \rho_{\max} \\ \dfrac{EI}{\rho} - \dfrac{EI\Psi_{(\rho)}}{l} : при \quad \Psi(\rho) = \Psi_{np} = const; \rho_{T\min} < \rho < \rho_{T1}. \end{cases}$$

Экспериментальные исследования границ устойчивой работы СРТ при изгибных нагрузках. Определение границ устойчивой работы СРТ осуществлялось с учетом подвижности соединения «Раструб» (угол поворота манжеты в раструбе от 0^0 до Ψ_{np}= [$1{,}5^0$...$2{,}0^0$]), веса самой трубы (G_{mp}) и веса продукта (G_{np}) в ней. Порядок проведения эксперимента был следующим:

на тело трубы наклеивались тензодатчики, соединенные с тензометрическим усилителем, позволяющие фиксировать ее изгиб;

в трубопроводе, заполненном водой, при помощи насоса создавалось рабочее давление p_i, варьируемое в пределах от 0 до 6,0 МПа с интервалом варьирования 1,5 МПа (0 МПа, 1,5 МПа, 3,0 МПа, 4,5 МПа, 6,0 МПа);

к свободному (незакрепленному) концу трубы в вертикальном направлении прикладывалась внешняя силовая нагрузка, с началом поворота манжеты в раструбе при *i*-ом нагружении замерялся возникающий в соединении труб изгибающий момент M_{ui};

расчетным путем определялся максимальный радиус кривизны оси трубопровода, характеризующийся изгибающим моментом M_{ui}, при котором наблюдался поворот соединения (манжеты внутри раструба) $\rho_{maxi} = EI / M_{ui}$;

с помощью внешней силовой нагрузки проводился подъем свободного конца трубы в вертикальном направлении до упора буртика манжеты в коническую поверхность приемника раструба, при этом фиксировался момент резкого изменения (возрастания) значений M_{ui}, что говорило о полном использовании соединением труб угла поворота, по градуировочной шкале сектора замерялся угол подъема свободного конца трубы (Ψ), среднее значение которого в опытах составляло Ψ = 0,03 рад;

расчетным путем определялся радиус кривизны оси трубопровода, при котором заканчивался поворот манжеты внутри раструба при *i*-ом нагружении:

$$\rho_{Ti} = \frac{\rho_{\max i} l}{l + \rho_{\max i}\psi}\ .$$

По данным результатов проведенных исследований (при $\overline{\Psi}_{np}$=0,03 рад, E=2,06·10^{11} Па, I=4,14·10^{-6} м^4, l=6 м, G_{mp}= 793,62 Н и G_{np}= 979,52 Н) построена экспериментальная характеристика изгиба линии стального трубопровода ПМТП-150 с соединениями «Раструб» (рисунок 5).

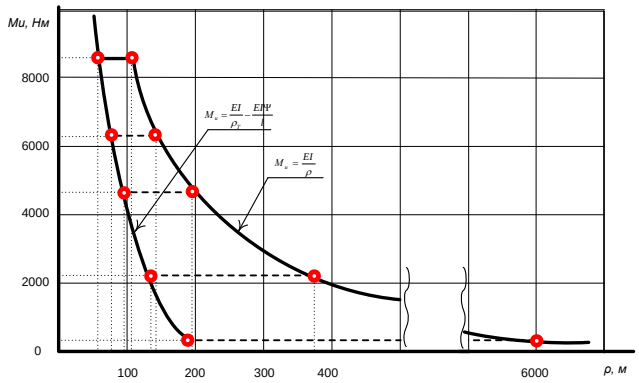

Рисунок 5 - Характеристика изгиба линии стального сборно-разборного трубопровода с соединениями «Раструб» (при $0 \le p_i \le 6{,}0$ МПа)

В ходе проведенных экспериментов подтверждена адекватность теоретических исследований устойчивого функционирования СРТ, испытывающего на себе комплекс внешнего и внутреннего силового воздействия, реальным процессам нагружения.

Выводы. По результатам анализа разработанной математической модели определено, что угол поворота труб в соединении и модуль упругости материала труб являются основными характеристиками, определяющими надёжную работу СРТ.

Среди недостатков соединений используемых в настоящее время сборно-разборных трубопроводов можно отметить малую угловую подвижность (1,3...2,50), что обусловливает значительную жесткость трубопровода. Внедрение новых конструкций соединений, позволяющих безопасно увеличить угловую подвижность труб до 10-15^0 обеспечит снижение жесткости линии сборно-разборного трубопровода не менее чем в три раза, а следовательно – снизить количество аварий и расстыковок при прокладке по пересеченной местности.

Необходимость обеспечения надежности сборно-разборного трубопровода определяет целесообразность исследования других конструкционных материалов для изготовления труб, характеристики которых минимизировали бы вероятность нарушения прочности конструкции вследствие изгибающих нагрузок (в том числе вследствие коррозии). Наиболее эффективными для изготовления коррозионностойких труб являются высокопрочные композиционные материалы (КМ) [4 - 7], применение которых также позволит обеспечить снижение жесткости линии сборно-разборного трубопровода не менее, чем в три раза.

Список литературы

1. Полевой магистральный трубопровод ПМТП-150. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – М.: Воениздат, 1975. – 176 с.

2. Елькин А.В., Середа В.В., Германович П.К. и др. Нагрузки в соединениях сборно-разборных трубопроводов при изгибах линии. — М.: Прогресс. Научный сборник «Транспорт и хранение нефти», № 11, 1999.

3. Михальченков В.М., Данильченко И.Г., Попов Ю.М. и др. Анализ потерь горючего при перекачке по полевым магистральным трубопроводам и причины их возникновения. – В кн.: Научно-технический сборник. – М.: Воениздат, 1990. – 128 с.

4. Косолапов, А. Ф., Елькин А.В., Прохоров А.А. Сборно-разборные трубопроводы из современных композитных материалов // Молодой ученый. — 2014. — № 9 (68). — С. 168-172.

5. Прохоров А. А., Елькин А.В., Прошкин А.Ю. Методологические подходы в исследовании конструктивной надежности сборно-разборных трубопроводов из композиционных материалов // Молодой ученый. — 2015. — № 2 (82). — С. 117-118.

6. Улюкина Е.А., Прохоров А.А. Раструбное соединение сборно-разборного трубопровода из композитного полимерного материала // Сборник научных докладов XXI Междунар. научно-практ. конф. «Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции – новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства». – Тамбов: ФГБНУ ВНИИТиН. - 2021 – с. 107-110.

7. Улюкина Е.А., Прохоров А.А. Мобильные оросительные системы с трубопроводами из композитных материалов // Агроинженерия. – 2022. –№ 1 (107). – с. 49-54.

References

1. Polevoj magistral'nyj truboprovod PMTP-150. Technitheskoe opisanie i instructiya po ekspluatacii. - M.: Voenizdat, 1975– - 176 p.

2. Elkin A.V., Sereda V.V., Germanovich P.K., etc. Nagruzki v soedinenii sborno-razbornyh truboprovodov pri izgibah linii. - M.: Progress. Nauchnyj sbornik "Transport i hranenie nephti", No. 11, 1999.

3. Mikhalchenkov V.M., Danilchenko I.G., Popov Yu.M. et al. Analys poter' goruchego pri perekachke po polevem magistralnym truboprovodam I prichiny ih vosniknoveniya. – V knige: Nauchno-technicheskij sbornik. - M.: Voenizdat, 1990. - 128 p.

4. Kosolapov, A. F., Elkin A.V., Prokhorov A.A. Sborno-razbornye truboprovody iz sovremennyh compositnyh materialov // Young scientist. — 2014. — № 9 (68). — Pp. 168-172.

5. Prokhorov A. A., Elkin A.V., Proshkin A.Yu. Methodological approaches in the study of structural reliability of collapsible pipelines made of composite materials // Young Scientist. — 2015. — № 2 (82). — Pp. 117-118.

6. Ulyukina E.A., Prokhorov A.A. Rastrubnoe soedinenie sborno-razbornogo truboprovoda iz kompozitnogo materiala // Sbornik nauchnyh dokladov XXI Mezdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii "Povyshenie effektivnosti ispolzovaniya resursov pri proizvodstve sel'skokhozyastvennoj productcii – novije technologii i technika novogo pokoleniya dlya rastenievodstva i zivotnovodstva". – Tambov: FGBNU VNIITiN. - 2021 - pp. 107-110.

7. Ulyukina E.A., Prokhorov A.A. Mobil'nye orositel'nye systemy s truboprovodamy iz compositnyh materialov / Agroengineriya. – 2022. –№ 1 (107). – pp. 49-54.

Сведения об авторах

Принадлежность к организации

Елькин Алексей Вячеславович – кандидат технических наук, доцент, ФАУ «25 ГосНИИ химмотологии Минобороны России», Россия, г. Москва, e-mail: elkin1961@mail.ru.

Улюкина Елена Анатольевна – доктор технических наук, доцент, Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева, Россия, г. Москва, e-mail: eulykina@rgau-msha.ru.

Прохоров Александр Анатольевич – главный специалист ПАО «Газпром», г. Санкт-Петербург, e-mail: aleks_proh@mail.ru.

Author credentials

Affiliations

El`kin Aleksey – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Federal Autonomous Institution "25th State Research Institute of Chemmotology of the Ministry of Defense of Russia", Russia, Moscow, e-mail: elkin1961@mail.ru.

Ulyukina Elena – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Russian State Agrarian University – Moscow Agricultural Academy named after K.A. Timiryazev, Russia, Moscow, e-mail: eulykina@rgau-msha.ru.

Prokhorov Alexander – Chief Specialist, PJSC Gazprom, St. Petersburg, e-mail: aleks_proh@mail.ru.

Поступила в редакцию (Received): 11.02.2022 Принята к публикации (Accepted): 19.02.2022