**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ДОПУСТИМЫХ
ЗНАЧЕНИЙ РАДИУСА УПРУГОГО ИЗГИБА ТРУБОПРОВОДА****DEVELOPMENT OF ESTIMATION METHODS OF ALLOWABLE
VALUES OF A PIPELINE ELASTIC BENDING RADIUS****А. К. Гумеров****Aidar K. Gumerov**ООО «Астрапроект»,
г. Казань, Российская ФедерацияAstraproekt LLC,
Kazan, Russian Federation**С. А. Сильвестров****Stepan A. Silvestrov**ООО «Астрапроект»,
г. Казань, Российская ФедерацияAstraproekt LLC,
Kazan, Russian Federation

В процессе обследования действующих магистральных трубопроводов иногда выявляются участки, на которых радиус их изгиба выходит за пределы нормативных требований. В таких случаях предусматривается ремонт с целью приведения состояния трубопровода в нормативное.

Строительными нормами и правилами (СП 86.13330.2012) допускается упругий изгиб трубопровода, когда радиус изгиба составляет не менее 1000 диаметров трубы. Однако этот показатель не учитывает такие характеристики трубопровода, как категория, диаметр, толщина стенки, механические свойства металла, рабочее давление, температура, остаточные напряжения после строительства.

В статье на примерах рассматривается напряженное состояние стенки трубопровода при различных сочетаниях вышеуказанных характеристик с целью установления основных закономерностей и разработки соответствующих алгоритмов определения безопасного радиуса изгиба.

Результаты исследований, выполненных расчётно-аналитическими методами, показывают существенное влияние перечисленных выше эксплуатационных факторов и параметров трубопровода на предельно допустимый радиус его изгиба. Разработанный алгоритм расчётов позволяет определить уровень опасности выявленного отклонения радиуса местного изгиба трубопровода от предельно допустимого нормативного значения.

During inspection of the operating trunk pipelines, areas with bending radius beyond the regulating requirements are sometimes identified. In such cases, there should be held repair works aimed to bring the pipeline state to the normative one.

The construction standards and regulations (SP 86.13330.2012) allow pipeline elastic bending when the bending radius is at least 1000 diameters of pipe. However, this parameter does not take into account pipeline characteristics such as category, diameter, wall thickness, mechanical properties of metal, operating pressure, temperature, residual stress after construction.

In the article, examples are given of the stress state of the pipeline wall with various combinations of the above characteristics in order to establish the basic regularities and develop appropriate algorithms for determining the safe radius of bending.

The results of the studies carried out by calculation and analytical methods show a significant effect of the operational factors and parameters of the pipeline listed above on the maximum permissible radius of its bending. The developed algorithm of calculations allows to determine the level of danger of the detected deviation of the local bend radius of the pipeline from the maximum permissible normative value.

Ключевые слова

магистральный нефтепровод,
упругий изгиб,
радиус изгиба,
нормативный радиус,
интенсивность напряжений,
допустимая кривизна,
ремонт, безопасность

Key words

trunk oil pipeline, elastic bend,
radius of bending,
standard radius,
intensity of stresses,
allowable curvature,
repair, safety

Одна из важнейших задач при управлении магистральными нефтепроводами состоит в обеспечении безопасности и надежности в процессе длительной эксплуатации. В целях предотвращения аварий внедрены системы диагностики, оценки рисков и ремонта трубопроводов с учетом условий эксплуатации, нагрузок и воздействий, а также происходящих при эксплуатации изменений [1–10].

Один из рисков повреждений трубопроводов связан с появлением изгиба с недопустимо малым значением радиуса кривизны. Это может привести к локальному повышению изгибных напряжений и образованию гофра. Поэтому в СП 86.13330.2012 и других отраслевых нормативных документах по оценке и ремонту дефектных участков трубопроводов указывается, что значения допустимого радиуса изгиба трубопроводов должны быть не менее 1000 диаметров трубы. При этом принятый документами допустимый радиус изгиба не связывается с такими параметрами, как категория участка трубопровода, свойства стали и толщина стенки трубы, рабочее давление, температурные условия, влияние грунта и др., что на практике может привести к снижению эффективности регламентных ремонтных работ.

По мере накопления опыта и знаний с учетом длительности эксплуатации трубопроводов, новых условий и выявляемых особенностей, наличия дефектов трубы и вариантов развития опасных ситуаций требуется соответствующая актуализация нормативной базы по обеспечению безопасной эксплуатации трубопроводной системы. Следует также отметить, что использование нормативных требований, не учитывающих реальные параметры состояния трубопроводов, могут привести в ряде случаев к нулевой или даже отрицательной эффективности и необоснованным объемам ремонтных работ.

Внедрение новых технологий диагностики и современных расчетных методов оценки выявляемых дефектов в значительной мере способствовало совершенствованию нормативных требований в области обследования, обеспечения безопасности и ремонта трубопроводов, дальнейшее развитие которых основывается, в том числе, на результатах исследований взаимосвязи характеристик дефектов с реальными конструктивными и эксплуатационными параметрами объектов.

Одним из таких дефектов является отклонение радиуса изгиба трубопровода от проектных значений. Как отмечено выше, в строительных нормах допустимый радиус изгиба ограничивается без достаточного обоснования показателем, равным 1000 диаметров трубы. Предлагаемые подходы могут использоваться в составе методической базы при актуализации нормативных требований по эксплуатации трубопроводов.

Рассмотрим напряженное состояние трубопровода диаметром D и толщиной стенки δ на участке изгиба, где кроме рабочего давления P действует продольная сила N , изгибающий момент M и имеется температурный перепад ΔT по отношению к начальному состоянию. Трубопровод находится в грунте, который оказывает сопротивление сдвигу трубы (реакция грунта). За предельно допустимое состояние трубопровода примем такое, когда в наиболее напряженной точке интенсивность напряжений σ_i достигает предельно допустимого уровня. За такой уровень можно принять предел текучести стали σ_T , который определяет момент начала пластических деформаций. Однако с учетом обеспечения безопасности введём запас и установим предельное напряжение $\sigma_{пр} = m \cdot \sigma_T$, где m — коэффициент условий работы трубопровода на данном участке.

Интенсивность напряжений вычисляем по формуле [11]:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_\phi - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\phi)^2}, \quad (1)$$

где σ_ϕ , σ_z , σ_r — напряжения в окружном, продольном, радиальном направлениях соответственно. Для них известны следующие формулы:

$$\sigma_\phi = \frac{P(D-2\delta)}{2\delta}; \quad \sigma_r = -\frac{P}{2}; \quad \sigma_z = \sigma_{oc} \pm \sigma_{изг}; \quad (2)$$

$$\sigma_{oc} = E \varepsilon_{oc} + \mu \frac{P(D-2\delta)}{2\delta} - \alpha E \Delta T; \quad \sigma_{oc} = \frac{N}{F}; \quad (3)$$

$$\sigma_{изг} = \frac{ED}{2\rho}; \quad \sigma_{изг} = \frac{MD}{2J_x}; \quad \rho = \frac{EJ_x}{M}. \quad (4)$$

Здесь E , μ — модуль упругости и коэффициент Пуассона металла труб;

ε_{oc} , σ_{oc} — осевая деформация и осевое напряжение;

J_x — момент поперечного сечения трубы, определяется по формуле

$$J_x = \frac{\pi \cdot [D^4 - (D - 2 \cdot \delta)^4]}{64} = \frac{\pi \cdot (R^4 - r^4)}{4}; \quad (5)$$

F — площадь поперечного сечения трубы, вычисляется по формуле:

$$F = \pi \cdot (R^2 - r^2); \quad (6)$$

N — продольная сила, действующая на трубу;

R и r — наружный и внутренний радиусы трубы.

Пользуясь этими формулами, исследуем зависимость предельного радиуса изгиба трубы от заданных исходных параметров. Для этого найдем значения радиуса изгиба трубы $\rho = \rho_{пр}$, при которых хотя бы в одной точке сечения трубопровода интенсивность напряжений достигает установленного предельного значения $\sigma_i = \sigma_{пр} = m \cdot \sigma_T$. Исследования выполним численно и графически, варьируя всеми исходными параметрами попеременно.

Алгоритм действий принимаем следующий:

1. Задаем набор исходных параметров и распечатываем их значения;
2. Выбираем варьируемый исходный параметр и проводим цикл вычислений;
3. Вычисляем все компоненты напряженного состояния и интенсивность напряжений в двух точках сечения трубы с наибольшими и наименьшими напряжениями изгиба;

4. Распечатываем таблицу «Варьируемый параметр x_k — интенсивность напряжений σ_i ».

Ниже приведены некоторые из полученных результатов.

На рисунке 1 показана зависимость интенсивности напряжений от радиуса изгиба трубопровода с размерами 720×12 мм, находящегося под давлением 6,5 МПа, без температурного перепада ($\Delta T = 0^\circ C$). Также продемонстрировано определение предельного радиуса изгиба $\rho_{пр}$, соответствующего заданному предельному значению интенсивности напряжений $\sigma_{пр}$. Из графиков видно, что при данных условиях на сжатой (внутренней) образующей трубы интенсивность напряжений выше, чем на остальных образующих.

Для ряда сочетаний исходных параметров (размеров труб), включая представленные на рисунке 1, взаимосвязь радиуса изгиба ρ и интенсивности напряжений на наиболее напряженной образующей сечения σ_i показана на рисунке 2. При заданных условиях максимальные напряжения σ_i возникают на сжатой образующей. Из этих зависимостей видно, что регламентированное в документе СП 86.13330.2012 требование соответствует трубам, изготовленным из металлов с невысокими прочностными показателями. Для современных высокопрочных трубных сталей данное требование неактуально, а его выполнение

Рисунок 1. Интенсивность напряжений при изгибе трубопровода на сжатой ($\sigma_{сж}$) и растянутой ($\sigma_{рас}$) образующих

Рисунок 2. Взаимосвязь «радиус изгиба — интенсивность напряжений» для трубопроводов разных типоразмеров (максимальные напряжения — на сжатой образующей)

приводит к неоправданно большим объемам ненужного ремонта.

На рисунках 3–5 приведены зависимости радиуса изгиба ρ от диаметра труб D , толщины стенки δ , давления P , а также от заданных значений интенсивности напряжений σ_i на сжатой (наиболее напряженной) образующей. Графики показывают, что условие $\rho \geq 1000 \cdot D$ в зависимости от соотношения всех характеристик трубопровода приводит

к разным результатам по напряженному состоянию. Это означает, что требование $\rho \geq 1000 \cdot D$ не обеспечивает равной безопасности для всех трубопроводов. При заданном предельном значении интенсивности напряжений σ_i , которая зависит от марки стали, предельное значение радиуса изгиба $\rho_{пр}$ растет с увеличением диаметра труб D , уменьшением толщины стенки δ , повышением давления P .

Рисунок 3. Влияние диаметра труб D на взаимосвязь «относительный радиус изгиба ρ/D — напряжения σ_i »

Рисунок 4. Влияние толщины стенки труб δ на взаимосвязь «радиус изгиба ρ — напряжения σ_i »

Рисунок 5. Влияние давления P на взаимосвязь «радиус изгиба — напряжение σ_i » при постоянных других параметрах

Существенный интерес представляет влияние температуры на напряженное состояние стенки трубопроводов на участках изгиба. Как известно, температурные напряжения возникают при перепадах температуры. При этом за начало отсчёта принимают температуру T_0 , при которой считается, что температурные напряжения отсутствуют. За такую температуру с некоторым приближением принимают температуру, при которой был насы-

пан трубопровод в траншею. Температуру трубопровода в процессе эксплуатации обозначим T_3 . Перепад температуры будет определяться как разность $\Delta T = T_3 - T_0$.

На рисунке 6 показаны графики взаимосвязи радиуса изгиба ρ , температурного перепада ΔT и максимальных значений интенсивности напряжений σ_i . Результаты расчетов показывают, что при изгибе максимальные напряжения σ_i могут возникать как на сжатой

образующей, так и на растянутой. Переходная температура (при которой максимальные напряжения σ_i переходят от сжатой образующей к растянутой, или наоборот) зависит от давления P . При отсутствии давления переходная температура соответствует случаю $\Delta T = 0$; с появлением и повышением давления переходная температура смещается в сторону отрицательных значений ΔT .

Требование $\rho \geq 1000 \cdot D$ не гарантирует того, что значения σ_i останутся в рамках

допустимых значений для данного металла. Например, если для данного металла допустимо $\sigma_i = 250$ МПа, то при давлении 6,5 МПа условие $\rho \geq 1000 \cdot D$ гарантирует безопасность только в диапазоне перепадов температуры $-36^\circ\text{C} \leq \Delta T \leq +8^\circ\text{C}$. За пределами этого температурного диапазона напряжения σ_i превышают принятое допустимое значение 250 МПа.

Рисунок 6. Влияние температурного перепада на взаимосвязь «радиус изгиба ρ – напряжения σ » без давления (а) и с давлением (б)

Изложенные выше результаты исследований показывают, что все известные факторы и параметры оказывают влияние на допустимый (безопасный) радиус изгиба трубопровода. Соответствующие зависимости имеют сложный нелинейный характер. Между тем есть одна важная особенность, позволяющая в значительной мере упростить решение поставленной задачи. Все зависимости имеют монотонный характер: для каждой образующей трубы соответствующие функции имеют постоянные производные либо только положительные, либо отрицательные, без экстремальных точек (max, min). Данная особенность позволяет предложить следующий алгоритм поиска допустимого радиуса изгиба заданного участка конкретного трубопровода с учетом значений всех его основных характеристик и условий эксплуатации:

1. Определение размеров труб: диаметра D и толщины стенки δ ;
2. Определение марки стали, из которой изготовлены трубы, и соответствующего значения предела текучести σ_t ;
3. Определение категории участка трубопровода и коэффициента условий работы m ;
4. Определение допустимого (предельного) напряжения в зоне изгиба $\sigma_{пр} = m \cdot \sigma_t$;
5. Определение максимального рабочего давления на данном участке P_{max} (максимальное проходное давление);
6. Определение минимального и максимального значений температуры трубопровода на данном участке T_{min} и T_{max} ;
7. Определение начальной температуры (замыкания и засыпки в траншее) для заданного участка трубопровода T_0 ;
8. Определение наименьшего и наибольшего значений перепада температуры $\Delta T_{min} = T_{min} - T_0$, $\Delta T_{max} = T_{max} - T_0$;
9. Выполнение расчетов и построение графиков зависимости напряжений на внешней (растянутой) и внутренней (сжатой) образующих $\sigma_{рас}$, $\sigma_{сж}$ от радиуса изгиба ρ для следующих условий (исходных параметров):
 - 1) $P = 0$; $T = \Delta T_{min}$;
 - 2) $P = 0$; $T = \Delta T_{max}$;
 - 3) $P = P_{max}$; $T = \Delta T_{min}$;
 - 4) $P = P_{max}$; $T = \Delta T_{max}$;
10. Определение точки пересечения построенных графиков для $\sigma_{рас}(\rho)$ и $\sigma_{сж}(\rho)$ с горизонтальной прямой $\sigma_i = \sigma_{пр}$;

11. Определение наибольшего значения $\rho_{пр}$ из всего набора полученных значений σ_i точек пересечений графиков.

Пример 1.

Трубопровод Восточная Сибирь — Тихий океан на участке НПС 4 — НПС 6 имеет размеры $\varnothing 1067 \times 17$ мм.

Марка стали — 10Г2ФБЮ с пределом текучести $\sigma_t = 460$ МПа.

Категория участка трубопровода — I.

Максимальное давление на данном участке 8,35 МПа.

Температура замыкания на данном участке $T_0 = -4$ °С.

В процессе эксплуатации температура трубопровода на участке может меняться в пределах от -27 °С до $+18$ °С.

После очередного обследования трубопровода на данном участке обнаружен изгиб с радиусом $\rho = 843$ м при нормативном значении предельного радиуса изгиба $\rho_n \geq 1000 \cdot D = 1067$ м. Согласно существующим требованиям необходимо выполнить ремонтные работы и привести радиус изгиба в нормативное состояние. Проанализируем целесообразность ремонта участка, используя результаты данных исследований.

В соответствии с предложенным алгоритмом построим графики $\sigma_i = f(\rho)$ при следующих режимах нагружения:

- 1) $P = 0$; $\Delta T = (-27) - (-4) = -23$ °С;
- 2) $P = 0$; $\Delta T = (+18) - (-4) = +22$ °С;
- 3) $P = 8,35$ МПа; $\Delta T = -23$ °С;
- 4) $P = 8,35$ МПа; $\Delta T = +22$ °С.

Расчеты выполняем с помощью вычислительной программы, реализующей вышеизложенный алгоритм. Полученные результаты для каждого набора исходных данных (P , ΔT) показаны на рисунке 7, где цифрами 1–4 отмечены режимы нагружения, буквами «с» и «р» — графики, соответствующие сжатым и растянутым образующим трубы при изгибе.

Предельно допустимое напряжение $\sigma_{пр} = m \sigma_t = 0,75 \cdot 460 = 345$ МПа.

Из точек пересечения горизонтали, соответствующей $\sigma_i = \sigma_{пр}$, с графиками $\sigma(\rho)$ выбираем точку А, находящуюся на линии 4с. Это означает, что наибольшие напряжения возникают на сжатой образующей при режиме 4. При всех других возможных режимах работы трубопровода и на всех других образующих

щих трубы напряжения имеют более низкие значения.

Точке А соответствует радиус изгиба $\rho_{пр} = 710$ м. Следовательно, для данного трубопровода допустимы радиусы изгиба в области $\rho \geq 710$ м.

При существующем радиусе изгиба $\rho = 843$ м интенсивность напряжений достигает максимального значения на сжатой образующей и составляет $\sigma_{max} = \sigma_B = 326,7$ МПа при $P = 8,35$ МПа; $\Delta T = +22$ °С (точка В на рисунке 7). Это ниже предельно допустимого значения.

Рисунок 7. К расчёту допустимого радиуса изгиба в примере 1

В таблице 1 представлены все характерные напряжения на сжатой и растянутой образующих трубопровода при различных режимах нагружения рассматриваемого в примере трубопровода. Здесь приняты обозначения: $\sigma_{кц}$ — кольцевое напряжение; $\sigma_{ос}$ — осевое напряжение; $\sigma_{изг}$ — напряжение изгиба; σ_z — продольное напряжение на образующей (фибровое); $\sigma_{экр}$ — эквивалентное напряжение (интенсивность напряжений σ_i). Представленные в таблице данные показывают не только значения интенсивности напряжений в

различных точках сечения трубы в разные моменты, но и нормальные напряжения σ_z , ответственные за прочность, в том числе дефектных зон. Например, видно, что в точке А (режим 4) продольные напряжения σ_z отрицательны и всевозможные локальные дефекты могут не представлять опасности. Наибольшие продольные напряжения $\sigma_z = +258,3$ МПа достигаются при режиме 3 на растянутой образующей. Это немногим отличается от кольцевых напряжений $\sigma_{кц} = 253,7$ МПа.

Таблица 1. Компоненты напряжений на сжатой и растянутой образующих участка изгиба радиусом 843 м при разных режимах нагружения

Режимы нагружения				Компоненты напряжений, МПа			Образующие			
№	Р	Т _э	ΔТ	σ _{кц}	σ _{ос}	σ _{изг}	сжатая		растянутая	
							σ _z	σ _{экр}	σ _z	σ _{экр}
1	0	-23	-27	0	+56,86	+130,4	-73,51	73,51	187,2	187,2
2	0	+22	+18	0	-54,36	+130,4	-184,8	184,8	75,98	75,98
3	8,35	-23	-27	253,7	+127,9	+130,4	-2,479	257,0	258,3	260,2
4	8,35	+22	+18	253,7	+16,65	+130,4	-113,7	326,7	147,0	224,4

Продолжим рассмотрение задачи. При этом отметим, что имеется несколько факторов, способных оказать влияние на отклонение результатов, полученных в соответствии с представленным алгоритмом, от реальной ситуации.

1. Как правило, за начальную температуру T_0 принимают температуру воздуха, при которой был сварен последний стык и трубопровод засыпан в траншее. При этом считается, что осевые напряжения отсутствуют. Однако фактически может быть так, что температура трубы до и после засыпки не является одинаковой. Труба, которая долго лежит на бровке траншеи перед засыпкой, нагревается под действием солнечной радиации, а после засыпки постепенно принимает температуру грунта. Это вызывает осевые напряжения в засыпанном пустом трубопроводе. Ошибка определения T_0 может быть значительной — около $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ и более. Поэтому представляется целесообразным более детально исследовать необходимость и возможность учета температуры засыпки при определении параметра T_0 .

2. После укладки и засыпки трубопровода возможно наличие монтажных напряжений, которые не определяются и, соответственно, не учитываются в дальнейшем при расчетах.

3. В процессе эксплуатации трубопроводов проводятся различные ремонтные работы, по окончании которых могут оставаться неизвестные послеремонтные напряжения.

Все эти случаи объединяет наличие неизвестных осевых напряжений в трубопроводе, в том числе на участках изгиба. Вместе с тем, если при плановом обследовании трубопровода удастся определить осевые напряжения $\tilde{\sigma}_{oc}$, одновременно зафиксировать температуру стенки трубопровода $\tilde{T}$ и давление в трубе $\tilde{P}$, то задача является решаемой. Для этого случая необходимо сделать некоторые преобразования расчетной модели.

Запишем формулу (3) для двух моментов: произвольного момента при эксплуатации трубопровода и момента шурфовых обследований на участке изгиба:

$$\sigma_{oc} = E \varepsilon_{oc} + \mu \frac{P(D-2\delta)}{2\delta} - \alpha E(T_{\Sigma} - T_0); \quad (7)$$

$$\tilde{\sigma}_{oc} = E \varepsilon_{oc} + \mu \frac{\tilde{P}(D-2\delta)}{2\delta} - \alpha E(\tilde{T} - T_0). \quad (8)$$

Из уравнений (7) и (8), в которых осевая деформация ε_{oc} и начальная температура T_0 одинаковы, найдем

$$\sigma_{oc} - \tilde{\sigma}_{oc} = \mu \frac{(P - \tilde{P})(D-2\delta)}{2\delta} - \alpha E(T_{\Sigma} - \tilde{T});$$

$$\sigma_{oc} = \tilde{\sigma}_{oc} + \mu \frac{(P - \tilde{P})(D-2\delta)}{2\delta} - \alpha E(T_{\Sigma} - \tilde{T}). \quad (9)$$

В выражении (9) все величины, стоящие справа, определяются: $\tilde{T}$, $\tilde{P}$, $\tilde{\sigma}_{oc}$ при шурфовом обследовании; P , T_{Σ} задаются как режимы эксплуатации трубопровода; размеры D , δ , а также свойства металла E , μ , α — известные исходные характеристики.

Далее в алгоритме и программе расчетов используем вместо выражения (3) выражение (9).

Пример 2.

Размеры трубопровода — $\varnothing 1067 \times 17$ мм.

Марка стали — 10Г2ФБЮ с пределом текучести $\sigma_t = 460$ МПа.

Категория трубопровода — I.

Максимальное давление на данном участке — 8,35 МПа.

В процессе эксплуатации температура трубопровода может меняться в пределах от $-27\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При обследовании трубопровода обнаружен участок изгиба с радиусом $\rho = 843$ м. В зоне изгиба проведено дополнительное шурфовое обследование. При этом рабочее давление составило $\tilde{P} = 3,5$ МПа, температура трубопровода $\tilde{T} = +7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Измерения напряжений показали, что осевое напряжение составляет $\tilde{\sigma}_{oc} = +50$ МПа.

Определим, насколько опасен обнаруженный изгиб трубопровода.

Для решения данной задачи построим графики $\sigma_i = f(\rho)$ при следующих граничных режимах нагружения:

- 1) $P = 0$; $T_{\Sigma} = -27\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- 2) $P = 0$; $T_{\Sigma} = +18\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- 3) $P = 8,35$ МПа; $T_{\Sigma} = -27\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- 4) $P = 8,35$ МПа; $T_{\Sigma} = +18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Полученные графики $\sigma_i = f(\rho)$ показаны на рисунке 8.

Проводим горизонталь, соответствующую предельному напряжению $\sigma_{пр} = m \sigma_t = 345$ МПа. Находим точки ее пересечения с графиками $\sigma_i = f(\rho)$ и выбираем ту, которой соответствует наибольшее значение радиуса ρ . Таким образом, получаем точку А, находящуюся на линии 4с. Этой точке соответствует радиус $\rho_A = 536$ м. Следовательно, если радиус изгиба не менее 536 м ($\rho_{пр}$), то интенсивность напряжений не превосходит предельного значения $\sigma_{пр}$. Радиус изгиба = 843 м отвечает данному

Рисунок 8. Иллюстрация расчета допустимого радиуса изгиба (пример 2)

условию, поэтому не представляет опасности для трубопровода, несмотря на то, что эта величина не является допустимой согласно действующим нормативным документам ($\rho \geq 1000D$).

Обсуждение

Решения примеров 1 и 2 отличаются друг от друга, так как исходные данные для расчетов на основе результатов шурфового обследования выбраны случайным образом. Указанные примеры приведены исключительно для демонстрации предлагаемых алгоритмов решения задачи.

Выполненные в рамках примера 2 расчеты показывают, что допустимый радиус изгиба трубопровода имеет еще более сложную зависимость от исходных параметров, чем это было показано на примере 1.

В число исходных параметров трубопроводов, от которых зависит допустимый радиус изгиба их конкретных участков, входят следующие: диаметр D , толщина стенки δ , механические свойства металла (предел текучести σ_T), рабочее давление P , температура начальная T_0 , максимальное и минимальное значения температуры эксплуатации $T_{э \max}$, $T_{э \min}$, осевое напряжение σ_{oc} .

Некоторые из этих параметров легко определяются (D , δ , σ_T , P , $T_{э \min}$, $T_{э \max}$), другие же определить сложно (T_0 , σ_{oc}). В примере 2 показан способ, позволяющий преодолеть данную проблему. Для этого, в первую очередь, необходимо выбрать и применить предусмотренный соответствующими нормативными документами метод или разработать новый эффективный способ измерения осевых напряжений при шурфовых обследованиях [12–17].

Выводы

По результатам представленных расчетов можно сделать ряд выводов.

1. Допустимый с точки зрения безопасности радиус упругого изгиба трубопровода имеет сложную зависимость от размеров труб, механических свойств металла труб, рабочего давления и температуры эксплуатации.

2. Применение требований строительных норм и правил, используемых при проектировании и строительстве трубопроводов, не всегда является эффективным при их эксплуатации и выполнении ремонта и может приводить к выполнению нецелесообразно большого объема ремонтных работ.

3. В связи с выявленными закономерностями представляется актуальным уточнение

требований для допустимого радиуса упругого изгиба трубопроводов, находящихся в эксплуатации. При этом необходимо также учитывать влияние на допустимый уровень

продольных напряжений сварных соединений и всевозможных дефектов, обнаруживаемых в процессе очередного обследования.

СПИСОК ИСПОЛЪЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. СП 86.13330.2012 (актуализированная редакция СНиП III-42-80*). Магистральные трубопроводы. М., 2012. 35 с.
2. Лисин Ю.В., Неганов Д.А., Сергаев А.А. Определение допустимых рабочих давлений для длительно эксплуатируемых магистральных трубопроводов по результатам внутритрубной диагностики // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. 2016. № 6 (26). С. 30–37.
3. Суриков В.И. Система геотехнического мониторинга и безопасного управления магистральными нефтепроводами, проложенными в сложных природно-климатических условиях // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. 2016. № 2 (22). С. 20–23.
4. Ванг Юонг-Ю, Ма Джинг, Кулкарни Сатиш С. Оценка кольцевых сварных швов длительно эксплуатируемых трубопроводов и возможности и средства внутритрубной диагностики // Наука и технологии трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. 2017. № 1 (28). С. 39–49.
5. Ahmed S., McMickle R.W., Brassow C.L. Soil-Pipe Interaction and Pipeline Design // Transp. Engn. J., ASCE. 1981. Vol. 107. No. TEI. P. 45–58.
6. Audibert J.M.E., Nyman K.J. Soil Restraint Against Horizontal Motion of Pipes // J. Geotech. Eng. Div., Trans. ASCE. 1977. No. GTIO. P. 1119–1142.
7. Knsel J. Cured-in-Place Pipe Reconstruction of Existing Underground Systems // Proc. Amer. Power Conf. Chicago, 1995. Vol. 57. P. 416–420.
8. Mellem Tore. A Method to Obtain High Reliability for Mechanical Pipeline Couplings // Inf. Soc. Offshore and Polar Eng. 2000. P. 141–146.
9. Netto T.A., Kyriakides S. Dynamic Performance of Integral Buckle Arrestors for Offshore Pipelines. P. I. Experiments // International Journal of Mechanical Sciences. 2000. Vol. 42. No. 7. P. 1405–1423.
10. Palmer A.C., Martin J.H. Buckle Propagation in Submarine Pipelines // Nature. 1985. Vol. 254. No. 254. P. 46–48.
11. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности, ползучести. М.: Высшая школа, 1968. 532 с.
12. Лобанов Л.М., Касаткин Б.С., Пивторак В.А., Андрущенко С.Г. Методика исследования остаточных сварочных напряжений с использованием голографической интерферометрии // Автоматическая сварка. 1983. № 3. С. 1–6.
13. Ланчаков Г.А., Степаненко А. И., Пашков Ю.И. Диагностика напряженного состояния газопроводов при эксплуатации // Газовая промышленность. 1993. № 4. С. 15–18.
14. Власов В.Т., Дубов А.А. Физические основы метода магнитной памяти металла. М.: Тиссо, 2004. 424 с.
15. Дубов А.А., Дубов Ал.А., Колокольников С.М. Метод магнитной памяти металла и приборы контроля. М.: Тиссо, 2008. 365 с.
16. Игнатьев А.Г., Шахматов М.В., Михайлов В.И. Голографические измерения остаточных сварочных напряжений // Автоматическая сварка. 1990. № 1. С. 17–21.
17. ГОСТ Р 52731-2007. Контроль неразрушающий. Акустический метод контроля механических напряжений. Общие требования. М.: Стандартинформ, 2008. 12 с.

REFERENCES

1. SP 86.13330.2012. *Magistral'nye truboprovody. Aktualizirovannaya redaktsiya SNiP III-42-80**. [SP 86.13330.2012. Main Pipelines. Update Edition SMIP III-42-80*]. Moscow, 2012. 35 p. [in Russian].
2. Lisin Yu.V., Neganov D.A., Sergaev A.A. *Opreделение dopustimyykh rabochikh davlenii dlya dlitel'no ekspluatiruemykh magistral'nykh truboprovodov po rezul'tatam vnutritrubnoi diagnostiki* [Defining Maximal Working Pressures for Main Pipelines in Extended Operation from the Results of In-Line Diagnostics]. *Nauka i tekhnologii truboprovodnogo transporta nefiti i nefteproduktov — Science & Technologies: Oil and Oil Products Pipeline Transportation*, 2016, No. 6 (26), pp. 30–37. [in Russian].
3. Surikov V.I. *Sistema geotekhnicheskogo monitoringa i bezopasnogo upravleniya magistral'nyimi nefteprovodami, prolozhennymi v slozhnykh prirodno-klimaticheskikh usloviyakh* [Geotechnical Monitoring and Safe Management System for Main Oil Pipelines Laid in Severe Natural Climatic Conditions]. *Nauka i tekhnologii truboprovodnogo transporta nefiti i nefteproduktov — Science & Technologies: Oil and Oil Products Pipeline Transportation*, 2016, No. 2 (22), pp. 20–23. [in Russian].
4. Wang Yong-Yi, Ma Jing, Kulkarni Satish S. *Otsenka kol'tsevykh svarnykh shvov dlitel'no ekspluatiruemykh truboprovodov i vozmozhnosti i sredstva vnutritrubnoi diagnostiki* [Assessment of Vintage Girth Welds and Challenges to ILI Tools]. *Nauka i tekhnologii truboprovodnogo transporta nefiti i nefteproduktov — Science & Technologies: Oil and Oil Products Pipeline Transportation*, 2017, No. 1 (28), pp. 39–49. [in Russian].
5. Ahmed S., McMickle R.W., Brassow C.L. *Soil-Pipe Interaction and Pipeline Design*. *Transp. Engn. J., ASCE*, 1981, Vol. 107, No. TEI, pp. 45–58.
6. Audibert J.M.E., Nyman K.J. *Soil Restraint against Horizontal Motion of Pipes*. *J. Geotech. Eng. Div., Trans. ASCE*, 1977, No. GTIO, pp. 1119–1142.
7. Knsel J. *Cured-in-Place Pipe Reconstruction of Existing Underground Systems*. *Proc. Amer. Power Conf. Chicago*, 1995, Vol. 57, pp. 416–420.
8. Mellem Tore. *A Method to Obtain High Reliability for Mechanical Pipeline Couplings*. *Inf. Soc. Offshore and Polar Eng.*, 2000, pp. 141–146.

9. Netto T.A., Kyriakides S. Dynamic Performance of Integral Buckle Arrestors for Offshore Pipelines. P. I. Experiments. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2000, Vol. 42, No. 7, pp. 1405–1423.
10. Palmer A.C., Martin J.H. Buckle Propagation in Submarine Pipelines. *Nature*, 1985, Vol. 254, No. 254, pp. 46–48.
11. Bezukhov N.I. *Osnovy teorii uprugosti, plastichnosti, polzuchesti* [Fundamentals of the Theory of Elasticity, Plasticity, Creep]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1968. 532 p. [in Russian].
12. Lobanov L.M., Kasatkin B.S., Pivtorak V.A., Andrushchenko S.G. Metodika issledovaniya ostatocnykh svarocnykh napryazhenii s ispol'zovaniem golograficheskoi interferometrii [A Technique for Investigating Residual Welding Voltages Using Holographic Interferometry]. *Avtomaticheskaya svarka — Automatic Welding*, 1983, No. 3, pp. 1–6. [in Russian].
13. Lanchakov G.A., Stepanenko A. I., Pashkov Yu.I. Diagnostika napryazhennogo sostoyaniya gazoprovodov pri ekspluatatsii [Diagnostics of the Stressed State of Gas Pipelines during Operation]. *Gazovaya promyshlennost' — Gas Industry*, 1993, No. 4, pp. 15–18. [in Russian].
14. Vlasov V.T., Dubov A.A. *Fizicheskie osnovy metoda magnitnoi pamyati metalla* [The Physical Basis of Metal Magnetic Memory Method]. Moscow, Tisso Publ., 2004. 424 p. [in Russian].
15. Dubov A.A., Dubov A.I., Kolokol'nikov S.M. *Metod magnitnoi pamyati metalla i pribory kontrolya* [Metal Magnetic Memory Method and Control Devices]. Moscow, Tisso Publ., 2008. 365 p. [in Russian].
16. Ignat'ev A.G., Shakhmatov M.V., Mikhailov V.I. Golograficheskie izmereniya ostatocnykh svarocnykh napryazhenii [Holographic Measurements of Residual Welding Stresses]. *Avtomaticheskaya svarka — Automatic Welding*, 1990, No. 1, pp. 17–21. [in Russian].
17. *GOST R 52731-2007. Kontrol' nerazrushayushchii. Akusticheskii metod kontrolya mekhanicheskikh napryazhenii. Obshchie trebovaniya* [State Standard R 52731-2007. Non-Destructive Testing. Stress Evaluation by Ultrasound. General Requirements]. Moscow, Standartinform Publ., 2008. 12 p. [in Russian].

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ABOUT THE AUTHORS

Гумеров Айдар Кабирович, канд. техн. наук, старший научный сотрудник ООО «Астрапроект», г. Казань, Российская Федерация

Aidar K. Gumerov, Candidate of Engineering Sciences, Senior Researcher, Astraproekt LLC, Kazan, Russian Federation

Сильвестров Степан Аверкиевич, директор ООО «Астрапроект», г. Казань, Российская Федерация

Stepan A. Silvestrov, Director, Astraproekt LLC, Kazan, Russian Federation

e-mail: aAstra@mail.ru