

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБ МАГИСТРАЛЬНЫХ НЕФТЕПРОВОДОВ В УСЛОВИЯХ ИЗМЕНЕНИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РЕЖИМА ПЕРЕКАЧКИ

INVESTIGATION OF THE STRESS-STRAIN STATE OF PIPES OF THE MAIN OIL PIPELINES IN CONDITIONS OF CHANGES IN TECHNOLOGY PUMPING MODE

В статье рассматривается напряженно-деформированное состояние труб магистрального нефтепровода при изменениях давления в трубопроводе, вызванных изменениями технологического режима перекачки. В условиях изменения режима перекачки нефти включением (отключением) магистральных насосных агрегатов в работу (из работы) происходит резкое повышение давления в полости нефтепровода. Резкое повышение давления в нефтепроводе приводит к локальному увеличению радиуса трубы и возникновению местного изгиба её стенки. Напряжения изгиба и кольцевые напряжения, возникающие в стенке трубы нефтепровода, носят локальный характер. Исследовано напряженно-деформированное состояние в сечении сопряжения участков трубопровода с разными внутренними давлениями. В результате исследований получены расчетные формулы для определения в стенке трубы наибольших напряжений изгиба и суммарных кольцевых напряжений, а также максимальных эквивалентных напряжений в зависимости от значений внутреннего давления в трубопроводе и его изменений, геометрических характеристик трубы и механических свойств её металла. Стандартами на строительство трубопроводов разрешено использовать трубы с ограниченными отклонениями по толщине стенки трубы от номинальных размеров. В сечении соединения труб с разными толщинами стенок под действием внутреннего давления возникают дополнительные напряжения. В связи с этим рассмотрены напряженное состояние в сечении, где имеется совпадение изменений давления и толщин стенки труб. Получены расчетные формулы для определения напряжений изгиба, суммарных кольцевых и максимальных эквивалентных напряжений, учитывающих влияние разнотолщинности стенок труб, значений внутреннего давления в полости трубопровода и его изменений, геометрических характеристик трубы и механических свойств её металла. Указанные зависимости напряжений представлены в виде таблицы и графиков. Дан анализ уровня напряжений в стенке трубы на конкретных примерах. Показано, что в исследованных условиях в стенке трубы возникают, значительные по величине, локальные напряжения изгиба и кольцевые напряжения, снижающие ресурс труб нефтепровода, а в ряде случаев, представляющие опасность прочности и надежности сооружения. Указана необходимость разработки технологических и технических мероприятий по снижению напряжений в стенке труб и обеспечению безопасной эксплуатации магистральных нефтепроводов в условиях изменения технологического режима перекачки.

The stress-strain condition of pipes of the main oil pipeline during changes of pressure in the pipeline, caused by changes of a technological mode of transfer is considered in the article. During changes in the oil pumping mode by switching on (off) main pumps there is a sharp change in inside pressure in the pipeline section. An abrupt change of pressure in the cross-section of the pipe leads to different increases of tube radius. All this gives rise to local bending of the pipe wall. Bending stress and circumferential stresses in the pipe wall of the pipeline, are local in nature. The stress-strain state in the connection section of the pipelines with different internal pressures has been studied. The studies resulted in formulas for determining the pipe wall largest bending stresses and total circular, as well as the maximum equivalent stress based on the values of the internal pressure in the pipeline and its changes, the geometric characteristics of the pipe and the mechanical properties of its metal. Standards for the construction of pipelines allow using pipes with limited wall thickness deviations from the nominal pipe sizes. In the area of the connection of pipes with different wall thicknesses under the action of internal pressure additional stresses take place. In this regard, the stress state in the section where there is a match of changes in pressure and wall thickness pipe was considered. Calculation formulas for determining the bending stress, total circular and maximum equivalent stress, taking into account the influence of variation in thickness of the pipe wall, the values of the internal pressure in the pipeline and its changes, the geometric characteristics of the pipe and the mechanical properties of its metal were obtained. These dependences are presented as tables and plots. The analysis of the stress level in the pipe wall on certain examples is given. It is shown that at the specified conditions in walls of pipes there are considerable in size local transverse stress and circular stresses reducing lifetime of pipes of the oil pipeline, and in some cases endangering the endurance and reliability of the structure. Need of development of technological and technical actions for decrease in stresses in walls of pipes and ensuring safe operation of the main oil pipelines in the transitional transfer mode is specified.

**Павлова З.Х.,**  
ФГБОУ ВПО «Уфимский  
государственный нефтяной  
технический университет», г. Уфа,  
Российская Федерация

**Z.H. Pavlova,**  
FSBEI HPE “Ufa State Petroleum  
Technological University”, Ufa,  
the Russian Federation

**Ключевые слова:** магистральный нефтепровод, технологический режим перекачки, давление в нефтепроводе, напряженное состояние, прочность труб, безопасность нефтепровода.

**Key words:** main pipeline, technological transfer mode, the pressure in the pipeline, the strained state, strength of pipes, safety of the pipeline.

В современных технологических схемах перекачки нефти по магистральным нефтепроводам (МН) в пределах одного технологического участка режимы работы всех магистральных насосов нефтеперекачивающих станций (НПС) оказываются взаимозависимыми. В пределах одного технологического участка изменение частоты вращения одного из насосов или его отключение изменяет режим перекачки нефти по нефтепроводу с резким изменением давления в нем и режим работы всех других насосов технологического участка. Указанные изменения режимов перекачки и работы насосов приводят к резким изменениям давления в полости трубопровода [1]. Такие переходные процессы сопровождаются волнами повышения и понижения давления в трубопроводе, гидравлическими ударами. Волны изменения давления в трубопроводе, гидравлические удары приводят к возникновению высоких напряжений в стенке трубы и оборудования, снижению ресурса магистральных нефтепроводов, а иногда к повреждениям оборудования и труб МН [2, 3].

Волны повышения давления и гидравлические удары создают локальные кратковременные высокие напряжения. Высокие механические напряжения ускоряют процесс коррозии металла. Авторы работы [4] гидравлические удары отнесли к нагрузкам, вызывающим разрушение трубопровода. В работе [5] отмечается, что для расчетов остаточного ресурса нефтепроводов необходимо иметь точную информацию об уровне номинальной и локальной напряженности труб. Появление локальных высоких давлений в трубопроводе из-за резких изменений режима перекачки увеличивает количество циклических нагружений и, тем самым, сокращает ресурс нефтепровода. Известно также, что сварные швы труб создают концентрацию напряжений вследствие смещения кромок, разности толщины стенок свариваемых труб, геометрического усиления шва и т.д.

Под действием внутреннего давления  $p$  радиус трубопровода возрастает на величину

$$\Delta R = \frac{pR^2}{\delta E}, \quad (1)$$

где  $E$  – модуль упругости металла трубы;  $R$  – радиус срединной поверхности стенки трубопровода;  $\delta$  – толщина стенки трубопровода.

Возникающие при этом кольцевые напряжения

$$\sigma_{\text{ки}} = \frac{E\Delta R}{R}. \quad (2)$$

В сечении сопряжения участков с внутренними давлениями  $p$  и  $(p + Dp)$  и разными геометрическими характеристиками соединяемых между собой труб, происходит местный изгиб стенки труб. Здесь  $Dp$  – увеличение давления. Для оценки влияния местного изгиба и возникающих при этом напряжений на прочность и надежность МН в целом следует определить указанные напряжения в зависимости от внутреннего давления  $p$ , его увеличения  $Dp$ , геометрических характеристик труб и механических характеристик их металла. Для решения задачи воспользуемся теорией тонкостенных оболочек, изложенной в работах [6, 7]. Известно, что к тонкостенным цилиндрическим оболочкам относятся трубы, у которых отношение толщины стенки к радиусу меньше  $1/30$ . Такую геометрическую характеристику имеют, применяемые для сооружения нефтегазопроводов, трубы с номинальным диаметром 530 мм и более.

Дифференциальное уравнение изгиба стенки трубы примем в виде:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = \frac{q}{D}, \quad (3)$$

где  $w$  – прогиб стенки трубы;  $q$  – внутренняя распределенная нагрузка, действующая на стенку трубы, для решаемой задачи  $p$  и  $(p + Dp)$ ;  $D$  – цилиндрическая жесткость при изгибе, определяемая по формуле:

$$D = \frac{\delta^3 E}{12(1-\nu)^2}; \quad (4)$$

$\nu$  – коэффициент Пуассона;  $\beta$  – параметр, характеризующий геометрические характеристики трубы и механические характеристики металла трубы и определяемый по формуле:

$$\beta = \left[ \frac{3 \cdot (1-\nu^2)}{(R\delta)^2} \right]^{0,25}, \quad (5)$$

$R$  – радиус срединной поверхности стенки трубы и  $R = 0,5(D_n - d)$ ,  $D_n$  – наружный диаметр трубы.

Общее решение уравнения (3) имеет вид:

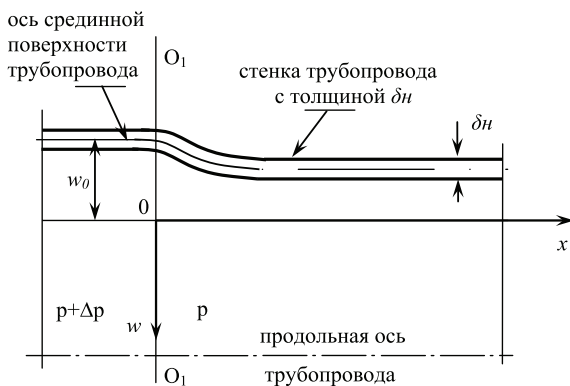
$$w = e^{\beta x} (C_1 \sin \beta x + C_2 \cos \beta x) + \bar{e}^{\beta x} (C_3 \sin \beta x + C_4 \cos \beta x) + f(x), \quad (6)$$

где  $C_1, C_2, C_3$  и  $C_4$  – постоянные интегрирования, которые определяются из условий на концах расчетного участка;  $f(x)$  – частное решение уравнения (3).

В сечениях границ загруженного участка изгибные напряжения и деформация стенки трубы, как это установлено в работе [6], носят явно выраженный местный характер. Влияние приложения усилий и перемещений стенки трубы распространяется на участок (зону) трубы длиной  $l_w = 2,7\sqrt{R\delta}$ . За пределами этой зоны можно считать, что напряжения, с

достаточной для практических целей точностью, определяются безмоментной теорией.

Рассмотрим деформацию стенки трубы и возникающие при этом механические напряжения в металле трубы, в условиях резкого изменения давления в полости трубопровода в заданном сечении трубопровода. Расчетная схема представлена на рисунке 1, где ось  $x$  параллельна продольной оси трубы и находится в срединной поверхности ее стенки при отсутствии прогиба стенки трубы, т.е. при  $p=0$  и отсутствии увеличения радиуса трубы. Следуя [6], прогиб  $w$  принят положительным в направлении к оси цилиндра (трубы). Кроме того на рисунке 1 обозначены:  $w_0$  – максимальный прогиб стенки трубы,  $d_n$  – номинальная толщина стенки трубы.



$p$  – рабочее давление,  $\Delta p$  – величина повышения давления  
**Рисунок 1.** Расчетная схема деформации стенки трубопровода при увеличении давления  $p$  в полости трубопровода на  $\Delta p$  по сечению  $O_1 - O_1$

Распределенная нагрузка  $q = p$  на участке действия рабочего давления  $p$  и  $q = p + \Delta p$  на участке действия повышенного давления. Начало координат примем в сечении, где прогиб стенки трубы имеет максимальное значение  $w_0$ . В качестве граничных

условий имеем: при  $x = 0$  прогиб  $w_{(x)} = w_0 = \frac{(p + \Delta p)R^2}{\delta E}$

и угол  $\frac{dw}{dx} = 0$ .

Используя граничные условия и с учетом местного характера деформации стенки трубы в сечении изменения давления от  $p$  до  $(p + \Delta p)$  находим наибольший изгибающий момент:

$$M = -\frac{\Delta p R^2}{\delta E} \cdot 2\beta^2 \cdot D \quad (7)$$

Напряжения изгиба по [7]:

$$\sigma = \pm \frac{6M}{\delta^2} \quad (8)$$

Здесь и далее знак «плюс» относится к напряжениям растяжения, знак «минус» – к напряжениям сжатия.

Используя (7) и (8) для максимальных напряжений изгиба получено выражение:

$$\sigma_u = \pm \sigma_{кц} \cdot \bar{\sigma}_u, \quad (9)$$

где  $\sigma_{кц}$  – кольцевые напряжения от действия рабочего давления  $p$  и определяемые по формуле:

$$\sigma_{кц} = \frac{pR}{\delta}; \quad (10)$$

$\bar{\sigma}_u = \frac{\Delta p}{p} \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}}$  – безразмерный параметр напряжения изгиба. (11)

Для стальных труб имеем  $\nu = 0,3$  и тогда

$$\bar{\sigma}_u = 1,8157 \frac{\Delta p}{p}. \quad (12)$$

Расчеты показывают, что для стальных труб при  $\frac{\Delta p}{p} = 0,5508$  максимальные напряжения изгиба, возникающие от резкого изменения давления в сечении полости трубопровода на  $\Delta p$ , равны кольцевым напряжениям, возникающим от рабочего давления  $p$ .

Напряжения изгиба, представляющие собой продольные напряжения в стенке трубы, приводят к возникновению кольцевых напряжений:

$$\sigma_{кц,u} = -\nu \sigma_u. \quad (13)$$

С учетом (9), (10) для определения напряжений  $\sigma_{кц,u}$  имеем:

$$\sigma_{кц,u} = \pm \sigma_{кц} \cdot \bar{\sigma}_{кц,u}, \quad (14)$$

где безразмерный параметр  $\bar{\sigma}_{кц,u} = \frac{\Delta p}{p} \sqrt{\frac{3\nu^2}{1-\nu^2}}$ . (15)

Для стальных труб  $\bar{\sigma}_{кц,u} = 0,5447 \frac{\Delta p}{p}$ . (16)

В сечении максимального прогиба стенки трубы от местного изгиба в наружной поверхности стенки трубы возникают растягивающие продольные напряжения, а во внутренней поверхности – сжимающие продольные напряжения. В связи с этим и с учетом (13) в сечении максимального прогиба стенки трубы кольцевые напряжения от действия продольных напряжений  $\sigma_u$  в наружной поверхности стенки трубы будут сжимающие, а во внутренней поверхности – растягивающие.

Определим кольцевые напряжения  $\sigma_{кц,w_0}$  в сечении максимального прогиба стенки трубы  $w_0$ . Используя

зависимость  $w_0 = \frac{(p + \Delta p)R^2}{\delta \cdot E}$  и по [6] зависимость

$$w_0 = \frac{R \sigma_{кц,w_0}}{E}$$

получим  $\sigma_{кц,w_0} = \frac{(p + \Delta p)R}{\delta}$ . (17)

С целью удобства анализа выражение (17) запишем в виде:

$$\sigma_{кц,w_0} = \frac{pR}{\delta} \cdot \frac{(p + \Delta p)}{p} = \sigma_{кц} \cdot \bar{\sigma}_{кц,w_0}, \quad (18)$$

где безразмерный параметр

$$\bar{\sigma}_{\text{кц.}w_0} = 1 + \frac{\Delta p}{p} \quad (19)$$

Получим расчетные формулы для вычисления суммарных кольцевых напряжений в сечении максимального прогиба стенки трубы. При этом учитываются знаки кольцевых напряжений, возникающих от действия продольных сжимающих и растягивающих напряжений. В условиях действия в сечении продольных сжимающих напряжений (во внутренней поверхности трубы) суммарные кольцевые напряжения  $\sigma_{\text{кц}}$  будут:

$$\sigma_{\text{кц.}w} = \sigma_{\text{кц.}w_0} + \nu \sigma_u = \sigma_{\text{кц}} \cdot \bar{\sigma}_{\text{кц.}w_0} + \nu \cdot \sigma_{\text{кц}} \cdot \bar{\sigma}_u = \sigma_{\text{кц}} \cdot \bar{\sigma}_{\text{кц.}w} \quad (20)$$

где безразмерный параметр

$$\bar{\sigma}_{\text{кц.}w} = 1 + \frac{\Delta p}{p} \left( 1 + \sqrt{\frac{3\nu^2}{1-\nu^2}} \right) \quad (21)$$

Для стальных труб

$$\bar{\sigma}_{\text{кц.}w} = 1 + 1,5447 \frac{\Delta p}{p} \quad (22)$$

При действии в сечении продольных растягивающих напряжений (в наружной поверхности трубы) суммарные кольцевые напряжения

$$\sigma_{\text{кц.}n} = \sigma_{\text{кц.}w_0} - \nu \sigma_u = \sigma_{\text{кц}} \cdot \bar{\sigma}_{\text{кц.}n} \quad (23)$$

где безразмерный параметр

$$\bar{\sigma}_{\text{кц.}n} = 1 + \frac{\Delta p}{p} \left( 1 - \sqrt{\frac{3\nu^2}{1-\nu^2}} \right) \quad (24)$$

Для стальных труб

$$\sigma_{\text{кц.}n} = 1 + 0,4553 \frac{\Delta p}{p} \quad (25)$$

Из формул (22) и (25) видно, что наибольшие суммарные кольцевые напряжения  $\sigma_{\text{кц.}c}$  возникают во внутренней поверхности трубы, т.е. имеем  $\sigma_{\text{кц.}c} = \sigma_{\text{кц.}w}$ .

Проверка прочности трубопровода в сечении возникновения местной деформации стенки трубы производится в соответствии с требованиями СНиП 2.05.06-85\* [8] и по рекомендациям [9]. При этом с учетом того, что в указанном сечении стенка трубопровода подвергается одновременно воздействию внутреннего давления и изгибу, проверку прочности производим по энергетической теории прочности с определением эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{эkv}}$  по формуле:

$$\sigma_{\text{эkv}} = (\sigma_1^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2^2)^{0,5} \quad (26)$$

где  $\sigma_1, \sigma_2$  – напряжения, соответственно кольцевое и продольное, принимаемые со своими знаками и поэтому как видно из (26) максимальные  $\sigma_{\text{эkv.}m}$  будут при разных знаках  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$ .

Исходя из изложенного, определим эквивалентные напряжения, которые равны:

$$\sigma_{\text{эkv.}i} = \sigma_{\text{кц}} \bar{\sigma}_{\text{эkv.}i} \quad (27)$$

где безразмерный параметр

$$\bar{\sigma}_{\text{эkv.}i} = (\bar{\sigma}_{\text{кц.}i}^2 - \bar{\sigma}_{\text{кц.}i} \cdot \bar{\sigma}_u + \bar{\sigma}_u^2)^{0,5} \quad (28)$$

В формулах (27) и (28) индекс  $i$  обозначает соответствие отмеченных этим индексом параметров к наружной или внутренней поверхности трубы. Максимальные значения напряжения  $\sigma_{\text{эkv.}i}$  должны быть меньше допустимого напряжения, установленного по [8].

Максимальные эквивалентные напряжения для стальных труб при  $\nu = 0,3$

$$\sigma_{\text{эkv.}m} = \sigma_{\text{кц}} \cdot \bar{\sigma}_{\text{эkv.}m} \quad (29)$$

где безразмерный параметр

$$\bar{\sigma}_{\text{эkv.}m} = \left[ 1 + 4,9051 \frac{\Delta p}{p} \left( 1 + 1,7304 \frac{\Delta p}{p} \right) \right]^{0,5} \quad (30)$$

Таблица 1. Зависимости безразмерных параметров изгиба  $\bar{\sigma}_u$  и наибольшего кольцевого напряжения  $\bar{\sigma}_{\text{кц.}c}$  от  $\Delta p/p$

$\Delta p/p$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\bar{\sigma}_u$	0	0,1816	0,3631	0,5447	0,7263	0,9078
$\bar{\sigma}_{\text{кц.}c}$	1,0000	1,1545	1,3089	1,4634	1,6179	1,7724

В таблице 1 даны зависимости параметров напряжений  $\bar{\sigma}_u$  и  $\bar{\sigma}_{\text{кц.}c}$  от  $\Delta p/p$  для стальных труб. На рисунке 2 дана зависимость  $\bar{\sigma}_{\text{эkv.}m}$  от  $\Delta p/p$ .

Увеличение  $\Delta p/p$  приводит к существенному повышению уровня напряжений, причем напряжения изгиба возрастают более интенсивно. Здесь отметим, что безразмерные параметры напряжений, в полной мере, характеризуют зависимость напряжений от  $\Delta p/p$ . На это указывают полученные аналитические выражения (9), (20) и (29).

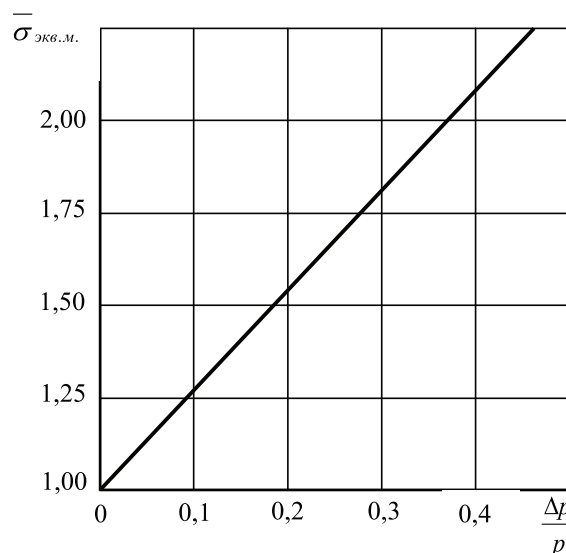


Рисунок 2. Графическая зависимость безразмерного параметра максимального эквивалентного напряжения от изменения давления в трубопроводе

**Пример**

Определить напряжения, возникающие в стенке трубопровода с наружным диаметром 1020 мм и толщиной стенки 10 мм при резком изменении внутреннего давления от 5,0 МПа до 6,5 МПа. Радиус срединной поверхности стенки трубопровода  $R=505$  мм. Материал трубы – сталь 17Г1С с пределом текучести  $\sigma_T = 366$  МПа. Напряжения определены, используя, полученные нами, формулы. По результатам расчета имеем:  $\sigma_{кц} = 252,5$  МПа;  $\sigma_{и} = 137,5$  МПа;  $\sigma_{кц.в.} = 369,5$  МПа;  $\sigma_{экв.м.} = 454,2$  МПа. Таким образом, напряжения  $\sigma_{кц.в.}$  и  $\sigma_{экв.м.}$  превышают предел текучести металла труб.

Как показывают представленные результаты и выполненные другие расчеты, резкое увеличение давления в полости трубопровода, даже относительно незначительное, приводит к появлению достаточно высоких напряжений в стенке трубы.

В условиях совпадения в одном сечении трубопровода изменений давления и толщин стенки трубы локальные напряжения значительно возрастают, могут достигать ещё более значительных величин и превышать нормативные. В связи с этим имеется необходимость оценки напряжений в сечении, где происходят изменения внутреннего давления и толщины стенки трубы.

Примем, что на участке трубопровода, где нормативная толщина стенки трубы  $d_n$ , внутреннее давление  $(p+\Delta p)$ , а на участке с толщиной стенки  $\delta_1$  ( $\delta_1 > d_n$ ) действует внутреннее давление  $p$ . Решая задачу вышеизложенным методом, определены напряжения в сечении соединения труб с разными толщинами стенок. Приведем расчетные формулы для трубы с толщиной стенки  $d_n$ , в которой напряжения превышают напряжения в трубе с толщиной стенки  $\delta_1$ . Таким образом, наибольшие напряжения изгиба определяются по (9), где для стальных труб

$$\bar{\sigma}_{и} = 1,8157 \cdot \left[ 1 + \frac{\Delta p}{p} - \frac{\delta_n}{\delta_1} \left( \frac{R_1}{R_n} \right)^2 \right]. \quad (31)$$

Суммарные наибольшие кольцевые напряжения определяются по формуле (20), где

$$\bar{\sigma}_{кц.с.} = 0,5447 \left( 1 + \frac{\Delta p}{p} \right) + 0,4553 \frac{\delta_n}{\delta_1} \left( \frac{R_1}{R_n} \right)^2. \quad (32)$$

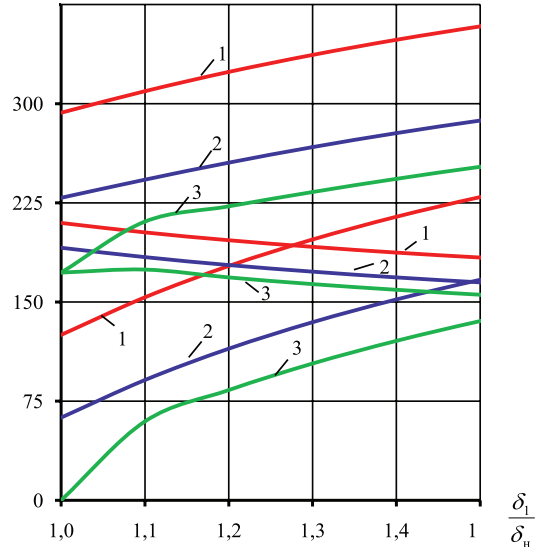
Для вычисления максимальных эквивалентных напряжений получено выражение вида (29), где

$$\bar{\sigma}_{экв.м.} = \left[ 4,5825 \left( 1 + \frac{\Delta p}{p} \right)^2 - 6,2598 \left( 1 + \frac{\Delta p}{p} \right) \frac{\delta_n}{\delta_1} \left( \frac{R_1}{R_n} \right)^2 + 2,6774 \left( \frac{\delta_n}{\delta_1} \right)^2 \left( \frac{R_1}{R_n} \right)^4 \right]^{0,5}. \quad (33)$$

На рисунке 3 представлены зависимости напряжений  $\sigma_{и}$ ,  $\sigma_{кц.с.}$  и  $\sigma_{экв.м.}$  в сечении соединения труб с разными толщинами стенки с наружным диаметром

1220 мм, номинальной толщиной стенки  $\delta_n = 14$  мм от  $\delta_1/\delta_n$  при  $p=4,0$  МПа, различных  $\Delta p/p$ . Рассматривается соединение труб одного типоразмера и в расчетах принято  $\frac{R_1}{R_n} = 1$ .

$\sigma_{и}$ , МПа



— —  $\sigma_{экв.м.}$ ; — —  $\sigma_{и}$ ; — —  $\sigma_{кц.с.}$

Кривые 1÷3 соответствуют  $\Delta p/p = 0,4; 0,2; 0$   
Рисунок 3. Графические зависимости напряжений  $\sigma_{экв.м.}$ ,  $\sigma_{и}$ ,  $\sigma_{кц.с.}$  от  $\delta_1/\delta_n$  при разных  $\Delta p/p$  для трубопровода  $\varnothing 1220 \times 14$  мм

Представленные графические зависимости и выполненные расчеты показали, что увеличения  $\Delta p/p$  и  $\delta_1/\delta_n$  приводят к повышению уровня общего напряженного состояния труб. Кроме того, напряжения при одних и тех же значениях  $\Delta p/p$  и  $\delta_1/\delta_n$  выше для больших диаметров труб. Например, для труб  $\varnothing 1220 \times 14$  мм по сравнению с  $\varnothing 720 \times 10$  мм при  $p = 4,0$  МПа,  $\Delta p/p = 0,4$  и  $\delta_1/\delta_n = 1,5$  напряжения изгиба  $\sigma_{и}$ , суммарные кольцевые напряжения  $\sigma_{кц.с.}$  и максимальные эквивалентные напряжения  $\sigma_{экв.м.}$  больше в 1,2 раза. Увеличение давления  $p$  также приводит к росту напряжений  $\sigma_{и}$ ,  $\sigma_{кц.с.}$  и  $\sigma_{экв.м.}$  в сечении соединения труб с разными толщинами стенки.

Рассмотрим трубопровод с наружным диаметром 1020 мм, нормативной толщиной стенки  $\delta_n = 10$  мм, давлением  $p = 5,0$  МПа. Кольцевые напряжения  $\sigma_{кц} = 252,5$  МПа. В сечении соединения труб с толщинами стенки  $\delta_n = 10$  мм и  $\delta_1 = 12$  мм при резком повышении внутреннего давления от 5,0 МПа до 5,5 МПа на участке трубопровода с толщиной  $\delta_n = 10$  мм, возникают максимальные напряжения изгиба  $\sigma_{и} = 0,4842 \sigma_{кц}$ , суммарные кольцевые напряжения  $\sigma_{кц.с.} = 0,9786 \sigma_{кц}$ , максимальные эквивалентные напряжения  $\sigma_{экв.м.} = 1,2907 \sigma_{кц}$ . При  $\delta_1 = \delta_n$  для вышеуказанного повышения давления от 5,0 МПа до 5,5 МПа максимальные напряжения  $\sigma_{и} = 0,1816 \sigma_{кц}$ ,

$\sigma_{\text{к.с.}} = 1,054\sigma_{\text{к.с.}}$  и  $\sigma_{\text{экв.м.}} = 1,156\sigma_{\text{к.с.}}$ . Как видно из данного примера при соединении труб с разными толщинами стенок напряжения изгиба повысились в 2,7 раз, а эквивалентные в 1,1 раза. Для рассматриваемого примера при  $d_{\text{н}} = 10$  мм и  $\delta_1 = 14$  мм по сравнению с вариантом  $\delta_1 = d_{\text{н}}$  напряжения изгиба больше в 3,9 раза и эквивалентные в 1,2 раза.

### Выводы

1. В результате исследований влияния изменения технологического режима перекачки нефти в магистральном нефтепроводе на напряженно-деформированное состояние труб получены аналитические зависимости, возникающих в стенке труб при этом, максимальных механических напряжений от параметров изменения давления в полости нефтепровода, геометрических характеристик труб и механических свойств металла.

2. Показано, что в условиях резких изменений давления в полости нефтепровода появляется локальный изгиб стенки трубы с возникновением значительных по величине напряжений изгиба и кольцевых напряжений, снижающих ресурс трубопровода, а в ряде случаев, представляющих опасность прочности и надежности сооружения.

3. Установлено, что при наличии в нефтепроводе соединения труб с разными толщинами стенок и увеличении значений изменения внутреннего давления, уровень напряжений существенно повышается.

4. Результаты исследований показали, что необходима разработка технологических и технических мер по снижению напряжений в стенке труб магистрального нефтепровода в условиях изменения технологического режима перекачки.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Шабанов В.А., Алексеев В.Ю., Павлова З.Х. Обеспечение бесперебойной работы частотно-регулируемых электроприводов магистральных насосов и технологического режима перекачки при кратковременных нарушениях электроснабжения: монография. Уфа: Нефтегазовое дело, 2012. 171 с.

2 Зайнуллин Р.С. Механика катастроф. Обеспечение работоспособности оборудования в условиях механохимической повреждаемости. М.: МИБ СТС, 1997. 426 с.

3 Старение нефтепроводов/ Гумеров А.Г. и др. М.: «Недра». 1995. 222 с.

4 Ясин Э.М., Березин В.Л., Ращепкин К.Е. Надежность магистральных трубопроводов. М.: Изд-во «Недра», 1972. 184 с.

5 Зайнуллин Р.С., Гумеров А.Г. Повышение ресурса нефтепроводов. М.: Недра, 2000. 494 с.

6 Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966. 635 с.

7 Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 544 с.

8 СНиП 2.05.06-85\*. Магистральные трубопроводы / Минстрой России. М.: ГУП ЦПП, 1997. 60 с.

9 Курс сопротивления материалов./ Филоненко-Бородич М.М. и др. М.: Гос. изд-во технико-теоретической лит. Ч. I. 1955. 644 с.

### REFERENCES

1 Shabanov V.A., Alekseev V.Yu., Pavlova Z.H. Obespechenie bespereboinoi raboty chastotno-reguliruemyyh elektroprivodov magistral'nyh nasosov i tehnologicheskogo rezhima perekachki pri kratkovremennyh narusheniyah elektrosnabzheniya: monografiya. Ufa: Neftgazovoe delo, 2012. 171 s. [in Russian].

2 Zainullin R.S. Mehanika katastrof. Obespechenie rabotosposobnosti oborudovaniya v usloviyah mehanohimicheskoi povrezhdaemosti. M.: MIB STS, 1997. 426 s. [in Russian].

3 Starenie nefteprovodov/ Gumerov A.G. i dr. M.: «Nedra». 1995. 222 s. [in Russian].

4 Yasin E.M., Berezin V.L., Rashepkin K.E. Nadezhnost' magistral'nyh truboprovodov. M.: Izd-vo «Nedra», 1972. 184 s. [in Russian].

5 Zainullin R.S., Gumerov A.G. Povyshenie resursa nefteprovodov. M.: Nedra, 2000. 494 s. [in Russian].

6 Timoshenko S.P., Voinovskii-Kriger S. Plastinki i obolochki. M.: Nauka, 1966. 635 s. [in Russian].

7 Feodos'ev V.I. Soprotivlenie materialov. M.: Nauka, 1970. 544 s. [in Russian].

8 SNiP 2.05.06-85\*. Magistral'nye truboprovody / Minstroj Rossii. M.: GUP CPP, 1997. 60 s. [in Russian].

9 Kurs soprotivleniya materialov./ Filonenko-Borodich M.M. i dr. M.: Gos. izd-vo tehniko-teoreticheskoi lit. Ch. I. 1955. 644 s. [in Russian].

*Павлова З. Х. канд. техн. наук, доцент кафедры «Электротехника и электрооборудование предприятий»; декан факультета автоматизации технологических процессов; ФГБОУ ВПО УГНТУ, г. Уфа, Российская Федерация. Z.H. Pavlova, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor of the Chair «Electrical Engineering and Electrical Equipment»; Dean of the Faculty of Automation of Industrial Processes; FSBEI HPE "Ufa State Petroleum Technological University", Ufa, the Russian Federation e-mail: zpavlova@mail.ru*