

Айнбиндер А., WorleyParsons

Методика определения толщины стенки трубопровода от внутреннего давления на основе критерия предельных состояний (предложение по изменению норм проектирования)

Ключевые слова: трубопровод, высокое давление, нормы проектирования, толщина стенки, предельное состояние

Keywords: pipeline, high pressure, design standards, wall thickness, marginal state

В большинстве случаев проектная толщина стенки магистральных трубопроводов определяется расчетом на внутреннее давление. Необходимость уточнения существующей методики расчета связана с проектированием газо- и нефтепроводов высокого давления.

Методика определения толщины стенки труб в действующих российских нормах проектирования СНиП [1] и СТО [2], также как и в американских нормах по проектированию газопроводов [3] и нефтепроводов [4], основывается на оценке кольцевых напряжений. В этих нормах зависимость кольцевых напряжений от внутреннего (избыточного) давления, диаметра и толщины стенки трубы определяется так называемой формулой Шухова/Barlow, а величина этих напряжений ограничивается расчетным сопротивлением

$$S_h = \frac{PD}{2t} \quad S_h \leq S_{al} \quad (1)$$

Вопрос об определении расчетных сопротивлений в статье не рассматривается. Здесь рассматривается только методика определения напряжений от внутреннего давления. Отметим только, что согласно СНиП, расчетное сопротивление определяется двумя характеристиками: пределом прочности и пределом текучести, а согласно СТО – только пределом текучести при отношении предела текучести к пределу прочности не более 0,8; в противном случае – двумя характеристиками. Согласно указанному выше американским нормам – только пределом текучести.

Вышеприведенная классическая формула Шухова/Barlow (1) основывается на следующих допущениях:

- Сечение трубы – кольцо с диаметром, равным внутреннему диаметру трубы, как принято в СНиП, или равным наружному диаметру, как принято в СТО и указанных выше американских нормах [3, 4],

A. Aynbinder,
WorleyParsons

Techniques for Determining Pipeline Wall Thickness by Means of Internal Pressure Relying on Marginal State Criterion (Proposal on Changing Design Standards)

The paper describes the techniques for determining pipeline wall thickness relying on the marginal state criterion. Elastoplastic behavior of the pipeline material is presented on the bilinear stress-deformation diagram. The following individual cases can be derived from the said solution: in case of plastic behavior the maximum circular stress occurs on the inner surface (coincides with the classical solution in quality and quantity) and in case of full plasticity of the wall cross-section – on the outer surface (coincides with test results in quality) of the pipe; in a flexible and perfectly plastic model the solution coincides with the classical one.



Александр Айнбиндер

ведущий технический специалист, WorleyParsons, кандидат технических наук, e-mail: alexander.aynbinder@gmail.com

Общая тенденция расчета трубопроводов — это использование критерия предельных состояний.

Одним из консервативных методов расчета трубы на внутреннее давление по предельным состояниям является применение методики расчета по допускаемым напряжениям с учетом упруго-пластической работы металла труб.

Для получения аналитического решения в замкнутом виде и с достаточной для консервативного практического проектирования точностью здесь используется билинейная диаграмма с упругой и упрочняющей ветвями. Диаграмма представляет собой зависимость интенсивности напряжений от интенсивности деформаций. Интенсивность напряжений S_c (кольцевых S_h и радиальных S_r) определяются уравнением теории наибольших касательных напряжений Tresca как более консервативной, чем теория Мизеса:

$$S_c = S_h - S_r \quad (2)$$

Предполагается, что упругая часть диаграммы имеет интервал напряжений от нуля до предела пропорциональности S_p . Тангенс угла наклона этой первой ветви равен модулю упругости металла E_o . Вторая ветвь диаграммы характеризуется так называемым модулем упрочнения E_h . Количественные параметры диаграммы будут обсуждаться ниже.

за исключением морских газопроводов, где при $D/t < 30$ в качестве диаметра кольца используется средний диаметр трубы. Отметим, что область применения СНИП ограничивается избыточным давлением 10 МПа, а область применения СТО — 24,5 МПа. Указанные выше американские нормы не имеют ограничений по давлению.

- Распределение кольцевых напряжений по толщине стенки трубы принято равномерным.

- Радиальные напряжения, обусловленные внутренним давлением, не учитываются.

Базируясь на принятых допущениях, кольцевые напряжения для кольца определяются из статических условий равновесия и для номинальной толщины стенки.

Следующее, более полное решение для упругого материала известно как классическое решение Lamé [5]. Это решение детально рассмотрено в справочном пособии [6]. При этом учитываются не только радиальные напряжения от внутреннего давления, но и распределение обоих компонентов напряжений по толщине стенки трубы. Показано, что наибольшие кольцевые напряжения имеют место на внутренней поверхности трубы и уменьшаются вдоль толщины, достигая минимума на наружной поверхности трубы. В то же время известно из опытных данных, что разрушение трубы от внутреннего давления начинается с наружной поверхности трубы.

Взаимосвязь между интенсивностью напряжений и интенсивностью деформаций e_c может быть представлена уравнениями:

$$S_c = (1-k)S_p + E_h e_c \text{ если } S_c \geq S_p; \quad S_c = E_o e_c \text{ если } S_c \leq S_p \quad (3)$$

где $k = E_h / E_o$ — отношение модулей упрочнения и упругости, S_p — напряжение, соответствующее пределу пропорциональности.

Предполагая, что распределение интенсивности деформаций обратно пропорционально квадрату радиуса, находим распределение интенсивности деформаций и интенсивности напряжений по толщине стенки в пластической зоне:

$$e_c = \frac{S_p r_p^2}{E_o r^2} \quad S_c = (1-k)S_p + k S_p \frac{r_p^2}{r^2} \quad (4)$$

Дифференциальное уравнение равновесия в напряжениях для цилиндра большой длины (трубы) при действии внутреннего давления имеет вид [5]:

$$\frac{dS_r}{dr} + \frac{S_r - S_h}{r} = 0 \quad (5)$$

Учитывая значение интенсивности напряжений по (2) и распределение интенсивности напряжений по толщине в пластической зоне по (4), из формулы (5) получаем дифференциальное уравнение относительно радиальных напряжений:

$$\frac{dS_r}{dr} = \frac{1}{r} [(1-k)S_p + k S_p \frac{r_p^2}{r^2}] \quad (6)$$

Решение уравнения (6) имеет вид:

$$S_r = (1-k)S_p \ln r - k \frac{S_p r_p^2}{2 r^2} + C \quad (7)$$

Подставляя в уравнение (5) выражения для радиальных напряжений по (6) и (7), находим распределение кольцевых напряжений по толщине стенки в пластической зоне:

$$S_h = (1-k)S_p (1 + \ln r) + k \frac{S_p r_p^2}{2 r^2} + C \quad (8)$$

Произвольную постоянную C в уравнениях (7) и (8) определяем из граничного условия, что на внутренней поверхности трубы радиальные напряжения равны внутреннему давлению:

$$r = r_i \quad S_r = -p_i \quad (9)$$

Таким образом, уравнения по распределению радиальных и кольцевых напряжений и их интенсивности по толщине стенки трубы в пластической зоне ($r_o \leq r \leq r_p$) записываются в виде:

$$S_r = -p_i + (1-k)S_p \ln \frac{r}{r_i} + k \frac{S_p r_p^2}{2 r_i^2} \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right) \quad (10)$$

$$S_h = -p_i + (1-k)S_p \left(1 + \ln \frac{r}{r_i}\right) + k \frac{S_p r_p^2}{2 r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right) \quad (11)$$

$$S_c = S_p \left[1 + k \left(\frac{r_p^2}{r^2} - 1\right)\right] \quad (12)$$

Определим распределение всех компонентов напряжений в упругой зоне стенки трубы. Для упругой зоны уравнение равновесия всех сил такое же, как и для пластической, и описывается классическим уравнением (5). На основе закона Гука, с учетом соотношений между деформацией и радиальным перемещением [5], дифференциальное уравнение (5) в напряжениях может быть переписано относительно радиальных перемещений u :

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad (13)$$

Решение этого уравнения для перемещений и обоих компонентов напряжений соответственно имеет вид:

$$u = C_1 r + C_2 / r \quad (14)$$

$$S_r = \frac{E_0}{1-\nu^2} \left[C_1 (1+\nu) - \frac{C_2}{r^2} (1-\nu) \right] \quad (15)$$

$$S_h = \frac{E_0}{1-\nu^2} \left[C_1 (1+\nu) + \frac{C_2}{r^2} (1-\nu) \right] \quad (16)$$

Как отмечено ранее, в области упругих деформаций наибольшие кольцевые напряжения, до величины предела пропорциональности, имеют место на внутренней поверхности трубы и уменьшаются вдоль толщины. При возрастании внутреннего давления напряжения по толщине стенки трубы, начиная с внутренней поверхности, увеличиваются (с учетом упруго-пластической работы металла труб). Увеличивается и зона пластических деформаций. Обозначим расстояния от оси трубы до конца пластической зоны r_p . Тогда условие для деформации на границе между пластической и упругой зоной записывается в виде: при $r = r_p$ $e_c = S_p / E_0$.



На графике (рис.) показано распределение кольцевых напряжений по толщине стенки трубы с внутренним радиусом $r_i = 385$ мм и наружным $r_o = 410$ мм для стали с пределом пропорциональности 324 МПа и отношением модуля упрочнения к модулю упругости, равным 0,2. Расчеты выполнены в соответствии с формулами (11), (19) и (20). Первая кривая ($r_p = 385$ мм) характеризует отсутствие пластической зоны, т.е. это чисто упругое решение. Максимальное значение кольцевых напряжений имеет место на внутренней поверхности трубы. Этот частный случай совпадает с решением Ламе. С увеличением давления и соответственно зоны пластичности ($r_p > 385$ мм), максимум кольцевых напряжений смещается на границу зон. Когда зона пластичности достигает наружной поверхности трубы ($r_p = 410$ мм), максимальные кольцевые напряжения имеют место не на внутренней, а на наружной поверхности трубы. Таким образом, полученное решение качественно подтверждает результаты испытаний, что разрушение инициируется на наружной поверхности трубы.

Две произвольные постоянные определяются следующими условиями:

- на границе между пластической и упругой зоной интенсивность напряжений равна пределу пропорциональности диаграммы напряжение – деформация,
- на наружной поверхности трубы радиальные напряжения, равные наружному давлению, принятому здесь равным нулю.

Оба условия записываются в виде:

$$r = r_p \quad S_c = S_h \quad S_r = S_p \quad r = r_o \quad S_r = p_e = 0 \quad (17)$$

Определив произвольные постоянные, находим финальные уравнения для компонентов напряжений в упругой зоне стенки трубы:

$$S_r = \frac{S_p}{2} \frac{r_p^2}{r_o^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2}\right) \quad (18)$$

$$S_h = \frac{S_p}{2} \frac{r_p^2}{r_o^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2}\right) \quad (19)$$

Значение величины необходимого внутреннего давления для заданного радиуса пластической зоны может быть определено из условия равенства радиальных напряжений на границе между пластической и упругими зонами, определяемыми соответственно формулами (10) и (18):

$$p_i = (1-k) \frac{S_p}{2} \ln \frac{r_p^2}{r_i^2} + \frac{S_p}{2} \left[k \left(\frac{r_p^2}{r_i^2} - 1 \right) + 1 - \frac{r_p^2}{r_o^2} \right] \quad (20)$$

Уравнение (20), совместно с уравнениями (11) и (19), описывает распределение кольцевых напряжений по всей толщине трубы – в пластической и упругой зонах.

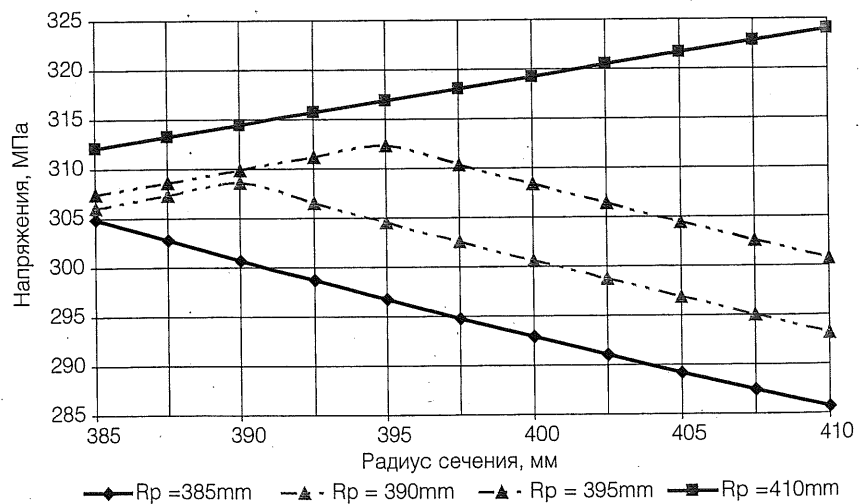


Рисунок. Распределение кольцевых напряжений по толщине стенки трубы ($D = 820$ мм, $t = 25$ мм, $R_p = r_p$ – радиус пластической зоны)

Основываясь на уравнениях (11), (19) и (20), максимальные кольцевые напряжения в зависимости от давления и параметров трубы определяются по формуле:

$$S_{h,max} = \frac{2p_1}{(1-k) \ln \frac{r_o^2}{r_i^2} + k \left(\frac{r_o^2}{r_i^2} - 1 \right)} \quad (21)$$

Полученное уравнение по определению максимальных кольцевых напряжений (21) учитывает распределение радиальных и кольцевых по толщине стенки трубы и упруго-пластические свойства (линейное упрочнение) материала трубы и расширяет известное решение Lamé.

Как отмечалось выше, критерием рассматриваемых норм [1, 2, 3, 4] является условие, что кольцевые напряжения ограничиваются величиной расчетного сопротивления, которое в свою очередь зависит от прочностных свойств материала трубы и системы нормированных коэффициентов безопасности. Исходя из этого критерия, расчетное давление, понятие которого регламентируется нормами, определяется по формуле:

$$p_{des} = \frac{S_{al}}{2} \left[(1-k) \ln \frac{D^2}{(D-2t)^2} + k \left(\frac{D^2}{(D-2t)^2} - 1 \right) \right] \quad (22)$$

Это уравнение связывает максимально допустимое рабочее давление p_{des} с расчетным сопротивлением металла трубы S_{al} , номинальной толщиной стенки t и диаметром трубы D и позволяет при заданном давлении определить необходимую номинальную толщину стенки трубы.

Ниже приведены соотношения допустимых расчетных давлений p_{des}/p в зависимости от соотношения диаметра и толщины стенки (D/t) при одной и той же величине расчетного сопротивления металла труб, определенные по предлагаемой и существующим нормативным методикам [2, 3, 4]. Расчет выполнен для относительного модуля упрочнения k , равного 0,2. Отметим, что уменьшение отношения D/t характеризует увеличение внутреннего давления в трубе.

D/t	20	30	40	50	60	70	80	100
$p_{des} / p, \%$	7.7	5.0	3.7	2.9	2.4	2.1	1.8	1.4

Вернемся к практической методике определения относительного модуля упрочнения, который должен определяться на основе диаграммы напряжения – деформация. Модуль упругости E_o для трубопроводных сталей обычно задается нормами [2]. Предел пропорциональности между напряжением и деформациями S_p приблизительно равен 70–75 % от предела текучести металла S_y . Предлагаемая ниже формула для вычисления модуля упрочнения основывается на допущении, что предел пропорциональности равен 72% от предела текучести:

В частном случае, если принять модуль упрочнения равным нулю, то нелинейные свойства материала трубы описываются идеальной упруго-пластической диаграммой напряжение – деформация. Для этого случая $k = 0$, и полученная формула (22) находится в качественном согласии с формулой (35) параграфа К304.1.2 ASME В31.3 [7], используемой для определения толщины стенки высоконапорного трубопровода. Формула (22) также находится в согласии со второй формулой параграфа AD-201 of ASME Section VIII, Division 2 [8], используемой для определения толщины стенки цилиндрического резервуара.

Как следует из этого расчета, использование предлагаемой методики позволяет увеличить величину расчетного давления или уменьшить примерно (чуть ниже) настолько же расчетную толщину стенки для трубопроводов высокого давления.

Ощущим
енсив-
раммы
я, рав-

(17)
льные
трубы:

(18)

(19)

я для
эно из
у пла-
фор-

(20)

ывает
убы –

410
10mm
трубы



$$E_n = 0,28 S_y / (e_{ys} - 0,72 S_y / E_0) \quad k = E_n / E_0 \quad (23)$$

Здесь: e_{ys} – деформация, определяющая предел текучести, для стальных труб по API 5L [9] равна 0,005.

Покажем, как пользоваться предложенной методикой, и сопоставим ее с нормами Газпрома СТО [1].

Пример расчета.

Определить толщину стенки газопровода для следующих параметров: наружный диаметр 820 мм, категория участка H , расчетные коэффициенты по пределу текучести и прочности 0,72 и 0,63, материал трубы X65/L450 с нормативными пределами текучести и прочности 450 и 535 МПа, модуль упругости $2,06 \cdot 10^5$ МПа, расчетное внутреннее давление 22 МПа (здесь используется терминология СТО Газпрома [2]).

По методике СТО: отношение нормативного предела текучести к нормативному пределу прочности равно 0,841, т.е. более 0,8. Из формулы (13.3) и (13.4) допустимые расчетные сопротивления, определяемые как произведение нормативных сопротивлений и расчетных коэффициентов, равны соответственно по пределу текучести и пределу прочности 324,0 и 337,05 МПа. По формуле (13.3) расчетная толщина стенки, определяемая расчетным сопротивлением по пределу текучести, равна 27,9 мм.

По предлагаемой методике: модуль упрочнения E_n и коэффициент упрочнения k , вычисленные по формулам (23), равны соответственно $3,68 \cdot 10^4$ МПа и 0,178.

Вариант 1: приняв толщину стенки, равную 27,9 мм, и величину допустимого расчетного сопротивления 324,0 МПа, определенных по СТО, вычислим расчетное давление по формуле (22) предлагаемой методики. Оно равно 23,08 МПа в сравнении с 22 МПа (СТО).

Предложенная методика позволяет на 4,9 % увеличить величину расчетного внутреннего давления по сравнению с СТО (для данного примера).

Вариант 2: приняв величину расчетного внутреннего давления равной 22 МПа и определенную по СТО величину допустимого расчетного сопротивления 324,0 МПа, из формулы (22) определим расчетную толщину стенки трубы. Она равна 26,6 мм в сравнении с 27,9 мм (СТО).

Предложенная методика позволяет на 4,5 % уменьшить расчетную величину стенки трубы по сравнению с СТО (для данного примера).

Предлагаемая методика определения толщины стенки трубы базируется на основных принципах теории упругости и пластичности, критерии предельных состояний, в частных случаях совпадает с известными классическими решениями, отвечает методологии существующих норм, не противоречит действующим нормам для обычных давлений и позволяет с достаточной надежностью уменьшить требуемую толщину стенки до 7 % (возрастая с давлением) для трубопроводов высокого давления. ■

Список литературы

1. СНиП 2.05.06-85* Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования.
2. СТО Газпром 2-2.1-249-2008 Магистральные газопроводы.
3. ASME B31.8-2010 Gas Transmission and Distribution Piping System.
4. ASME B31.4-2009 Pipeline Transportation Systems for Liquid Hydrocarbons.
5. Timoshenko S., Strength of Materials, 3rd Edition, Part III, New York: Kriegas, Huntington, 1976.
6. Айнбиндер А.Б., Расчет магистральных и промысловых трубопроводов на прочность и устойчивость. М.: Недра, 1991
7. ASME B31.3 Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping.
8. ASME, Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, Part AD, "Design Requirements".
9. API 5L/ISO 3183 Specification for Line Pipe.