

Оценка предельного давления Т-образного патрубкового соединения с продольным поверхностным дефектом основной трубы при вязком разрушении

С. М. Агеев^а, И. В. Орыняк^а, В. А. Стрижало^а, Н. И. Власенко^б, В. Я. Козлов^б

^а Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

^б ГП НАЭК “Энергоатом” ОП “Научно-технический центр”, Киев, Украина

Предложена аналитическая модель оценки предельного пластического состояния Т-образного патрубкового соединения с продольным поверхностным дефектом постоянной глубины в зоне приварки штуцера на внешней поверхности основной трубы при его нагружении внутренним давлением. Выполнен сравнительный анализ данных расчета с результатами полномасштабных испытаний патрубковых соединений с надрезами, нагруженных внутренним давлением до разрушения.

Ключевые слова: Т-образное патрубковое соединение, основная труба, штуцер, продольный поверхностный дефект, внутреннее давление, предельное пластическое состояние.

Введение. При оценке остаточной прочности элементов трубопроводов с дефектами, начиная с 70 гг. во многих литературных источниках утверждается, что наряду с классическими параметрами механики разрушения необходимо использовать расчетные, полученные методами теории предельного состояния [1]. Так, в работе [2] подчеркивается: “анализ прочности тел с трещинами, какие бы методики и критерии не применялись, чтобы гарантировать отсутствие разрушения по механизму пластического коллапса, требует дополнительного расчета по теории предельного состояния”.

Предельную нагрузку вязкого разрушения (limit load) определяют эмпирическими, численными и аналитическими методами.

1. Трубопроводная промышленность за последние 40 лет выработала специфические методы оценки дефектов, которые базируются на полномасштабных натуральных экспериментах с ограниченным теоретическим обоснованием. Наиболее известными являются эмпирические формулы для труб с осевыми дефектами, полученные в Институте им. Баттеля в конце 60 годов [3] и положенные в основу критериев допустимости для коррозионных дефектов в трубопроводах во многих нормативных документах. В этих формулах используется только один параметр материала, а именно: характеристика его статической прочности. Однако если эмпирические методы применять вне условий, в которых проводились экспериментальные работы, могут быть получены некорректные результаты. Например, не совсем понятно, как учитывать дополнительные осевые силы и моменты, ширину и сложную форму дефекта, совокупность близко расположенных дефектов и др.

2. В последнее время для определения предельной нагрузки цилиндров с дефектами все больше используется конечноэлементный анализ [4–8]. Частично это связано с консерватизмом эмпирических формул, а частично – с их ограниченными возможностями. Вместе с тем при использовании метода конечных элементов (МКЭ) необходимо сопоставлять результаты численного расчета с эмпирическими формулами, что обусловлено невозможностью проверки правильности вычислений. Кроме того, с помощью МКЭ нельзя определить безразмерные параметры, которые главным

образом влияют на предельную нагрузку. Поэтому пользователь не может отделить потенциально опасные дефекты от допустимых, что влечет за собой выполнение большого объема дополнительных расчетов.

3. Альтернативой эмпирическим и численным методам является аналитическое моделирование. Аналитические решения существуют для статически определимой геометрии, когда система нагрузок четко определена и сводится к сосредоточенным силам и моментам в нетто-сечении [9]. Они широко используются, например, для исследования характеристик материала стандартных образцов методами механики разрушения. Ряд аналитических моделей распределения напряжений, основанных на статической теореме теории пластичности о нижней оценке несущей способности, был предложен в работах [10–13]. Модели в [12, 13] рекомендуются в украинских нормах для оценки остаточной прочности магистральных трубопроводов с дефектами. Аналитические решения являются сложными и требуют индивидуального подхода почти для каждой отдельной задачи, но они могут способствовать пониманию механизмов вязкого разрушения и по меньшей мере качественному описанию предельной нагрузки для типичных случаев геометрии и нагружения.

Все эти методы в основном разработаны для дефектных прямых труб и трубных колен. В то же время, несмотря на то что доля патрубковых (тройниковых), в большинстве своем Т-образных, соединений прямых труб в промышленных трубопроводных системах соизмерима с трубой и коленом, этот трубный элемент в настоящее время менее всего изучен. В первую очередь это связано с тем, что в процессе эксплуатации патрубковое соединение подвергается одновременному воздействию широкого спектра нагрузок, включая внутреннее давление, изгибающий момент (в/из плоскости), крутящий момент, осевую силу и т.д. Разнообразие конструктивных исполнений тройниковых соединений (кованое и сварное, применение усиливающих элементов и др.) также усложняет задачу и получение решений даже для бездефектного патрубкового соединения [14, 15].

Очевидно, что бездефектное патрубковое соединение в условиях нагружения исключительно внутренним давлением, даже не принимая во внимание концентрацию напряжений, изначально обладает меньшей прочностью по сравнению с бездефектной прямой трубой. Поэтому патрубковое соединение прямых труб на практике требует усиления утолщенным штуцером, приварными накладками, местным утолщением основной трубы вокруг отверстия или их комбинацией. Если принятое усиление восстанавливает несущую способность основной трубы соединения, ее прочность целесообразно оценивать методами бездефектной прямой трубы [9] с использованием простых формул. Тем не менее в силу различных причин указанного выше усиления не всегда удается достичь. В нормах на проектирование [16] остаточную прочность патрубкового соединения со средним диаметром D_m , толщиной стенки основной трубы s и диаметром отверстия под штуцер d , нагруженного внутренним давлением, предлагается оценивать с помощью коэффициента снижения прочности:

$$\varphi_c = \varphi_d \left(1 + \frac{\Sigma A}{2(s - c_1) \sqrt{D_m (s - c_1)}} \right), \quad (1a)$$

где ΣA – сумма площадей укрепляющих элементов; c_1 – прибавка к толщине стенки, учитывающая возможное утонение при изготовлении и вследствие различных видов коррозии; φ_d – коэффициент снижения прочности основной трубы с неукрепленным отверстием под штуцер,

$$\varphi_d = 2 / \left(\frac{d}{\sqrt{D_m (s - c_1)}} + 1,75 \right). \quad (16)$$

Следует отметить, что в стандартах ASME прочность патрубкового соединения предлагается оценивать также с учетом эквивалентной площади укрепляющих элементов.

Наиболее нагруженной зоной бездефектного Т-образного патрубкового соединения при воздействии внутреннего давления является разветвление основной трубы и штуцера (scotch/клин) в плоскости, проходящей через пересекающиеся оси прямых труб (рис. 1). В этом месте, а именно на внутренней поверхности основной трубы, при оценке хрупкой прочности патрубкового соединения [17, 18], в том числе корпуса реактора [19], постулируют поверхностную трещину. Полученные с помощью МКЭ результаты расчетов, приведенные в [20], а также полномасштабных экспериментальных исследований бездефектных патрубковых соединений с различными геометрическими параметрами [21, 22] в условиях нагружения внутренним давлением показывают, что максимальные эквивалентные напряжения наблюдаются именно в этой зоне.

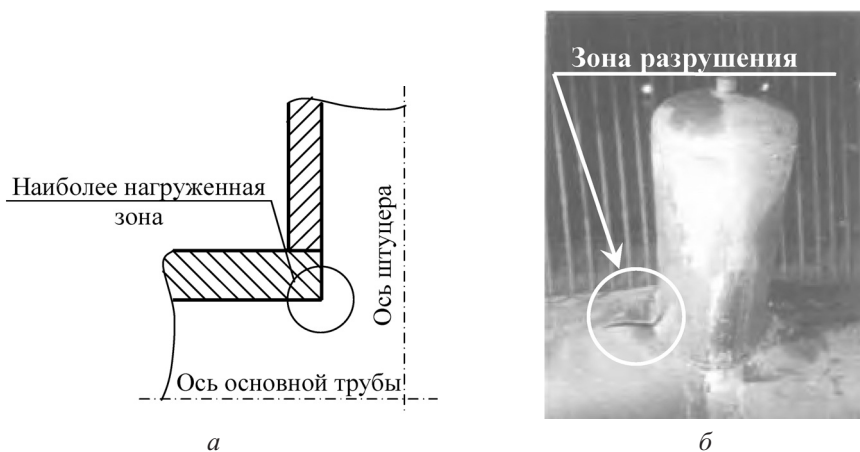


Рис. 1. Зона “клина” бездефектного Т-образного патрубкового соединения: а – схема соединения; б – соединение после разрушения.

При оценке остаточной прочности трубы с поверхностным дефектом различают локальное и глобальное предельные пластические состояния, для которых приводятся соответствующие формулы. Локальное предельное состояние достигается в окрестностях нетто-связки (остаточная толщина), в то время как глобальное решение описывает переход большого объема металла в предельное состояние, в том числе за пределами, собственно, дефекта. В [23–25] указанное различие учитывается достаточно формально, без разъяснения пределов применимости каждого из двух состояний, что связано с эмпирической природой рекомендуемых формул. Следует также отметить, что использование численных методов, вообще, не позволяет различить локальное и глобальное предельные пластические состояния.

Ранее [26–28] на основе принятых гипотез распределения внутренних усилий предложены физически обоснованные аналитические модели глобального и локального предельного пластического состояния. Особенностью локальной модели является учет ограниченной способности материала трубы сопротивляться большим пластическим деформациям, что лимитирует возможность перераспределения напряжений. Глобальная модель, в отличие от локальной, характеризуется сложным распределением напряжений, ее использование приводит к максимальному статически возможному значению для действующих внешних сил. Такие решения дают понять механизм распределения напряжений и природу разрушения.

Так, при оценке остаточной прочности трубы с продольной поверхностной трещиной длиной $2c$ и глубиной a прямоугольного профиля ранее [26] получена следующая локальная аналитическая формула:

$$\alpha = \frac{1 + 2\lambda^2\tau_0(1 - \tau_0)}{1 + 2\lambda^2(1 - \tau_0)}, \quad (2a)$$

где α – безразмерный коэффициент остаточной прочности, $\alpha = P_{LL}R/(\sigma_b T)$; λ – безразмерная длина трещины, $\lambda = c/\sqrt{RT}$; τ_0 – безразмерная толщина нетто-связки, $\tau_0 = 1 - (a/T)$; R, T – радиус и толщина стенки трубы; P_{LL} – предельное внутреннее давление; σ_b – предел прочности материала трубы.

Поскольку представленная ранее [26] глобальная аналитическая модель ввиду указанных выше причин является сложной, остаточную прочность сквозной трещины длиной $\lambda_{th} = 1,818c/\sqrt{RT}$ с достаточной степенью точности можно оценить по глобальной эмпирической формуле [23]

$$\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + 0,3797\lambda_{th}^2 - 0,001236\lambda_{th}^4}} \quad \text{при} \quad \lambda_{th} \leq 9,1. \quad (2б)$$

Необходимо отметить, что в предельном случае очень глубокого дефекта $\tau_0 \rightarrow 0$ прочность, полученная по формуле (2б), всегда выше прочности, определенной по формуле (2а), т.е. прочность трубы со сквозной трещиной выше прочности трубы с поверхностной трещиной (рис. 2).

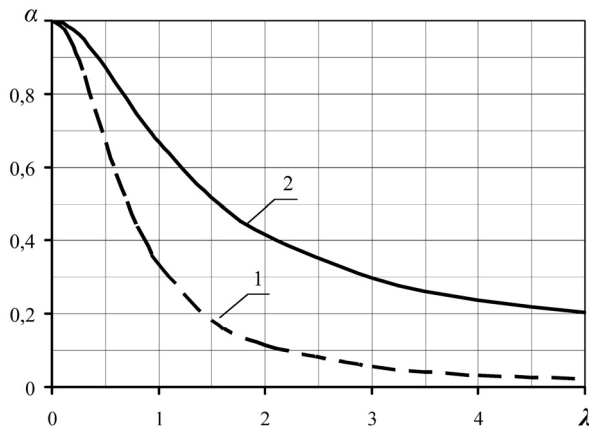


Рис. 2. Зависимость коэффициента уменьшения прочности от длины дефекта при $\tau_0 \rightarrow 0$ по локальной формуле (2а) – 1 и по глобальной формуле (2б) – 2.

Вместе с тем основным преимуществом локального моделирования является упрощенное аналитическое описание предельного состояния. Это достигается при использовании гипотезы, согласно которой перерезывающее в окружном направлении усилие и касательная сила принимаются равными нулю.

Очевидно, в зоне сквозного отверстия под штуцер характерное для локального решения ограничение деформаций в окружном направлении отсутствует, в этом случае целесообразно использовать глобальный подход. Зона основной трубы (клин), в которой постулируется продольная поверхностная трещина, характеризуется локальным предельным состоянием.

С учетом вышеизложенного особенность моделирования предельного пластического состояния дефектного патрубкового соединения, в отличие от предложенного ранее [29] подхода, заключается в следующем:

Предельное состояние патрубковой зоны моделируется с использованием локального подхода, где искусственно постулируется фиктивная нетто-связка. При этом толщина последней определяется путем сравнения глобальной остаточной прочности с локальной, что характеризует границу между “течьей” и “разрушением” [30].

Предельное состояние основной трубы в зоне (клин) постулируемого продольного поверхностного дефекта описывается локальной моделью.

Основной задачей работы было: разработать аналитическую модель оценки предельного внутреннего давления Т-образного патрубкового соединения с продольным поверхностным дефектом основной трубы, расположенным в непосредственной близости к штуцеру (клин), при нагружении внутренним давлением; провести серию полномасштабных испытаний при нагружении внутренним давлением до разрушения патрубковых соединений с надрезом основной трубы в зоне клина; построить МКЭ модель патрубкового соединения и получить зависимость перемещений точек соединения от величины внутреннего давления; сравнить между собой аналитические, экспериментальные и численные результаты.

1. Предельное пластическое состояние бездефектного патрубкового соединения.

1.1. *Определение фиктивной нетто-толщины в зоне сквозного отверстия под штуцер.* Предельное пластическое состояние зоны патрубкового соединения моделируется с использованием локального подхода [27], в соответствии с которым предполагается отсутствие взаимных перемещений точек трубы в окружном направлении в результате искусственно введенной фиктивной нетто-связки. Преимущество локального моделирования в сравнении с более уместным в данном случае глобальным заключается в приравнивании к нулю перерезывающих сил. Таким образом, рассматриваются только два из пяти уравнений равновесия:

$$P_{LL} = N_{\varphi} / R + dQ_x / dx; \quad (3a)$$

$$dM_x / dx = Q_x. \quad (3б)$$

Введем понятие фиктивной безразмерной толщины нетто-связки $0 \leq z = T_{н.ф} / T \leq 1$. Совместим начало оси координат x с центром дефекта. Тогда согласно модели предельного пластического состояния получим, что окружные усилия $N_{\varphi} = \sigma_b z T$ в пределах $x < c$ и $N_{\varphi} = \sigma_b T$ на участке $x > c$. Запишем изменение поперечной силы Q_x на участках I и II предельной области, имеющих длину c и x_1 соответственно (рис. 3):

$$(dQ_x / dx)|_I = \sigma_b TR^{-1}(\alpha - z); \quad (dQ_x / dx)|_{II} = \sigma_b TR^{-1}(1 - \alpha). \quad (4)$$

Процедура последующего решения уравнений (3) и (4) с определением прироста приложенного изгибающего момента детально описана ранее [26, 27]. Отметим только, что граница предельной области $x = x_1 + c$ определяется из условия максимума приложенного изгибающего момента: $Q_x(x = x_1 + c) = 0$ (рис. 3), который далее приравнивается к предельному (способность стенки трубы сопротивляться приложенному изгибающему моменту), т.е. $\Delta M_{пр}|_0^{x_1} = [M_x(x_1 + c)] - [M_x(0)]$, где для упрощения принято $[M_x(x_1 + c)] = -[M_x(0)] = \sigma_b t^2 / 4$.

Таким образом, выражение для безразмерного коэффициента уменьшения прочности трубы α с фиктивной нетто-связкой будет соответствовать формуле (2а), где вместо параметра τ_0 используется безразмерная толщина нетто-связки $z = T_{н.ф} / T$.

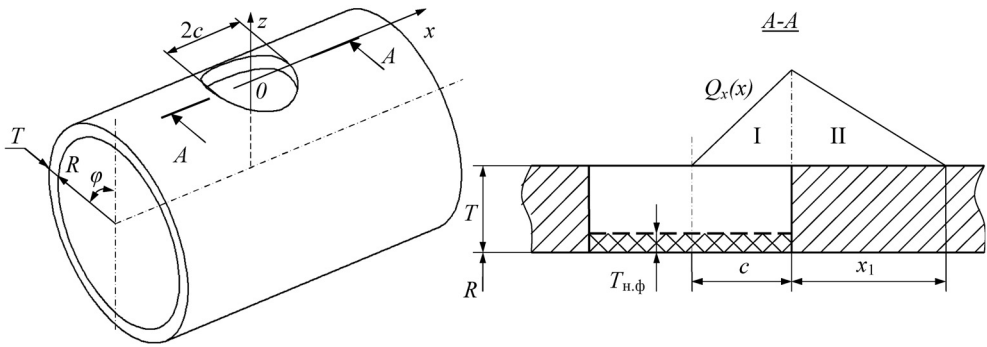


Рис. 3. Прямая труба со сквозным отверстием под штуцер.

Искомая величина z является корнем квадратного уравнения, которое получается при условии равенства правых частей (2а) и (2б):

$$z^2 - z(\alpha + 1) + \alpha + \frac{1}{2\lambda^2}(\alpha - 1) = 0, \quad (5)$$

где α – коэффициент, определяемый по глобальной формуле (2б).

1.2. **Учет эффекта от усиления сквозного отверстия штуцером.** Приваренный к трубе с отверстием штуцер (патрубок) способен воспринимать часть окружающих сил ΔN_φ , усиливая таким образом трубу с отверстием. Эффект от усиления имеет место, если прочность штуцера выше остаточной прочности основной трубы, ослабленной круглым сквозным отверстием.

Обозначим дополнительную безразмерную силу в основной трубе как $\Delta\alpha = \Delta N_\varphi / (\sigma_b T)$. Полагая, что такая же осевая сила $\Delta N_x = \Delta N_\varphi$ действует со стороны основной трубы на штуцер, получаем, что штуцер нагружен дополнительной осесимметричной поперечной силой $Q_{x,0} = \Delta N_\varphi$. Тогда согласно (3) распределение поперечных сил вдоль оси штуцера радиусом r и толщиной стенки t будет иметь следующий вид:

$$Q_x = \Delta\alpha\sigma_b T + (P_{LL} - \sigma_b t/r)x, \quad (6)$$

где x – координата вдоль оси штуцера.

В отличие от случая, рассмотренного в разд. 1.1, длина предельной области $x = x_2$ определяется из условия $Q_x(x = x_2) = 0$:

$$x_2 = \Delta\alpha T r / (t(1 - \alpha_1 r T / (tR))), \quad (7)$$

где α_1 – искомый безразмерный коэффициент ослабления патрубкового соединения.

С учетом обычного условия предельного состояния (для штуцера) $\Delta M_{пр}|_0^{x_2} = [M_x(x_2)] - [M_x(0)]$ и (7) запишем выражение, связывающее безразмерные коэффициенты $\Delta\alpha$ и α_1 , т.е. величину возможного повышения предельного внутреннего давления относительно его достигнутого уровня:

$$\Delta\alpha = (t/T) \sqrt{t(1 - \alpha_1 r T / (tR)) / 2r}. \quad (8a)$$

Определим прочность бездефектного патрубкового соединения в соответствии с ранее [26, 27] предложенной локальной моделью предельного пластического состоя-

ния. Повторяя процедуру с учетом уточненной безразмерной толщины нетто-сечения в зоне сквозного отверстия под штуцер $z + \Delta\alpha$, получаем:

$$\alpha_1 = P_{LL}R/(\sigma_b T) = (1 + 2\lambda^2(z + \Delta\alpha)(1 - z - \Delta\alpha)) / (1 + 2\lambda^2(1 - z - \Delta\alpha)). \quad (86)$$

Коэффициент α_1 может быть определен несколькими итерациями. На первом шаге, принимая $\Delta\alpha = 0$, определяют значение α_1 . Затем согласно (8а) находят новое значение $\Delta\alpha$ и уточняют его с учетом полученного на предыдущем шаге (как среднее), после чего пересчитывают α_1 .

1.3. Сопоставление результатов оценки прочности бездефектного патрубкового соединения. На рис. 4 представлен сравнительный анализ результатов, полученных по различным подходам к оценке прочности бездефектного патрубкового соединения с разными геометрическими параметрами ($r/R = t/T$).

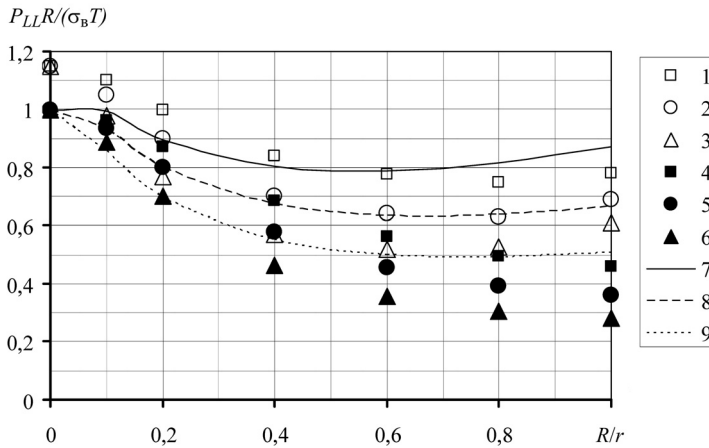


Рис. 4. Сопоставление результатов расчета бездефектного патрубка по МКЭ [7] – 1–3, а также по формулам (86) – 4–6 и (1а) – 7–9: 1, 4, 7 – $R/T = 5$; 2, 5, 8 – $R/T = 10$; 3, 6, 9 – $R/T = 20$.

Для определения значения предельного внутреннего давления были построены кривые в координатах давление–деформация. Критерием наступления предельного состояния считалось достижение очень больших пластических деформаций при одновременном отсутствии изменения внутреннего давления.

2. Предельное пластическое состояние патрубкового соединения с продольным поверхностным дефектом основной трубы.

2.1. Симметричное решение. Исследуем симметричную модель предельного пластического состояния Т-образного патрубкового соединения с двумя продольными поверхностными трещинами одинаковой глубины a и длины b (рис. 5). Дефекты постулируются на наружной поверхности основной трубы симметрично оси штуцера.

Рассматривается предельная область, состоящая из трех участков (на рис. 6 I–III). Длина первого участка соответствует длине отверстия под штуцер, длина второго равна длине постулируемой трещины. Размер третьего участка определяется положительной поперечной силой (до тех пор, пока она не примет нулевого значения). Приrost поперечных сил Q на каждом из участков имеет вид

$$\begin{aligned} (dQ_x/dx)|_I &= \sigma_b TR^{-1}(\alpha_2 - z - \Delta\alpha); & (dQ_x/dx)|_{II} &= \sigma_b TR^{-1}(\alpha_2 - \tau); \\ (dQ_x/dx)|_{III} &= \sigma_b TR^{-1}(\alpha_2 - 1), \end{aligned} \quad (9)$$

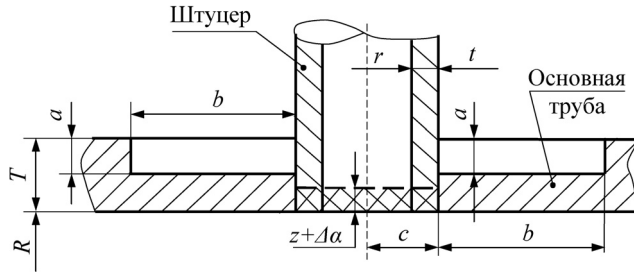


Рис. 5. Схема Т-образного патрубкового соединения с симметричными поверхностными дефектами в осевом направлении.

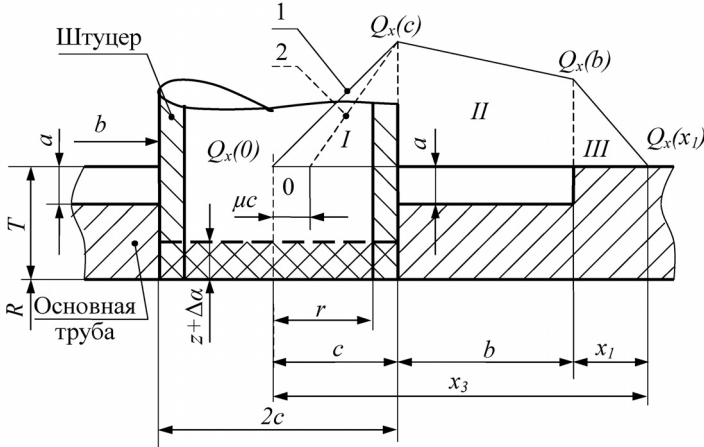


Рис. 6. Распределение поперечных сил Q_x : 1, 2 – соответственно симметричное и несимметричное решения.

где $\tau = 1 - (a/T)$ – безразмерная остаточная толщина нетто-связки в зоне постулируемой трещины (на рис. 6 участок II).

Интегрируя (9) и принимая $Q_x(x = x_3)|_{III} = 0$, определяем координату предельной области. Максимальное значение приложенного момента находится путем двойного интегрирования уравнений (9) в пределах $x = 0 \dots x_3$:

$$\Delta M_{пр} = 0,5\sigma_b TR^{-1} ((\alpha_2 - z - \Delta\alpha)(c + 2b + 2x_1)c + (\alpha_2 - \tau)(b + 2x_1)b + x_1^2(1 - \alpha_2)). \quad (10)$$

Безразмерный коэффициент уменьшения прочности α_2 определяется из условия равенства приложенного и предельного моментов:

$$\alpha_2 = \frac{P_{LL}R}{\sigma_b T} = \frac{1 + 4\lambda\lambda_1(z + \Delta\alpha)(1 - \tau) + 2\lambda^2(z + \Delta\alpha)(1 - z - \Delta\alpha) + 2\lambda_1^2\tau(1 - \tau)}{1 + 4\lambda\lambda_1(1 - \tau) + 2\lambda^2(1 - z - \Delta\alpha) + 2\lambda_1^2(1 - \tau)}, \quad (11)$$

где $\lambda_1 = b/\sqrt{RT}$ – безразмерная длина каждого из двух постулируемых поверхностных дефектов. Дополнительная прочность от усиления штуцером $\Delta\alpha$ определяется из формулы (8а), где в качестве коэффициента ослабления вместо коэффициента α_1 необходимо использовать коэффициент α_2 (11). Итерационная процедура нахождения $\Delta\alpha$ описана выше.

2.2. Несимметричное решение. Частный случай с одним постулируемым дефектом глубиной a и длиной b может быть легко рассмотрен в рамках предложенного подхода. Примем, что трещина расположена в правой части патрубкового соединения. В этом случае имеет место сдвиг эпюры распределения поперечных сил Q_x вправо (в сторону трещины) на некоторое расстояние μc , где $\mu > 0$ (рис. 6).

Таким образом, остаточная прочность бездефектной левой части патрубкового соединения определяется коэффициентом α_1 (8б), дефектной правой части – α_2 (11). Согласно модельным представлениям дефектное патрубковое соединение достигнет предельного пластического состояния при условии равенства коэффициентов α_1 и α_2 . С учетом этого условия и с использованием дополнительной итерационной процедуры определяют значение μ , где верхний и нижний пределы предполагаемого μ уточняются на каждой итерации. На каждой итерации вместо верхнего или нижнего предела принимается среднее значение μ , что зависит от результата сопоставления α_1 и α_2 . Остаточная прочность α_1 зоны отверстия под штуцер в левой части соединения определяется для безразмерной длины $\lambda = c(1+\mu)/\sqrt{RT}$ и $\lambda_{th} = 1,818c(1+\mu)/\sqrt{RT}$ (2б), а зоны отверстия под штуцер в правой части – для длины $\lambda_1 = c(1-\mu)/\sqrt{RT}$ и $\lambda_{th} = 1,818c(1-\mu)/\sqrt{RT}$.

3. Результаты эксперимента.

3.1. Описание эксперимента. С целью экспериментального подтверждения корректности предложенной модели на пневмогидравлическом стенде Института проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины проведены полномасштабные испытания при нагружении внутренним давлением до разрушения трех Т-образных патрубковых соединений с продольным надрезом, который наносился на наружную поверхность основной трубы соединений (рис. 7).

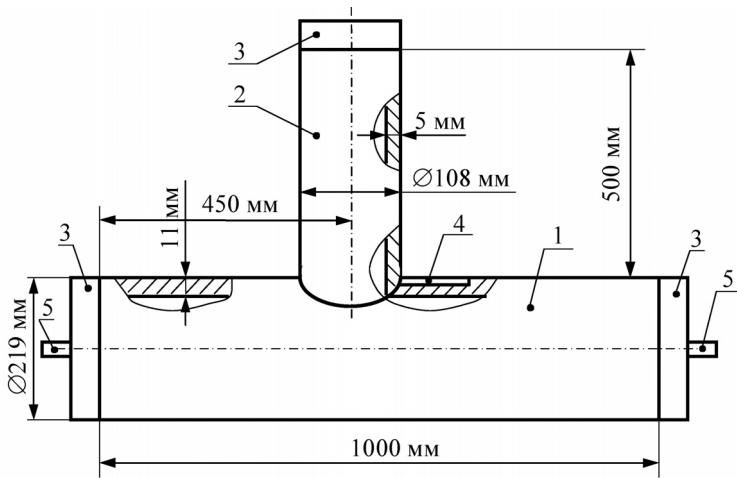


Рис. 7. Патрубковое соединение с поверхностным продольным надрезом: 1 – основная труба; 2 – штуцер; 3 – плоское донышко; 4 – надрез; 5 – штуцер подвода давления.

Длина основной трубы ($\varnothing 219 \times 11$ мм) составляет 1000 мм, штуцера ($\varnothing 108 \times 5$ мм) – 500 мм. Материал соединений – аустенитная сталь 08X18H10T. Для исключения влияния краевого эффекта на результаты испытаний приварка штуцера к основной трубе осуществлена на расстоянии 450 мм от торца последней. Угол между осями трубных элементов, торцы которых заварены плоскими донышками, составляет 90° . Продольный поверхностный надрез длиной b , глубиной a и шириной 3 мм расположен на внешней поверхности основной трубы соединений в непосредственной близости к штуцеру.

На выбор геометрических параметров труб и надрезов влияют следующие факторы:

технические характеристики пневмогидравлического стенда и свойства материала;

величина ослабления основной трубы от сквозного отверстия и штуцера должна составлять 20...50%, что соответствует конструкции патрубкового соединения, используемого в промышленности;

дополнительное ослабление основной трубы от надреза должно быть таким, чтобы патрубковое соединение разрушилось именно в этой зоне. В то же время надрез не должен быть очень глубоким, даже небольшая погрешность в его размерах приводит к значительным ошибкам прогнозируемой прочности;

при малом количестве испытаний следует изменять только один геометрический параметр надреза, чтобы оценить его влияние на остаточную прочность соединения.

Начальные размеры надрезов и результаты испытаний (давление, при котором разрушились соединения P_{LL}^3) приведены в таблице. Отметим, что в экспериментах планировалось нанесение надрезов глубиной 6,5 мм, но в результате получены надрезы с разными глубинами. В качестве примера на рис. 8 представлено соединение № 1 до и после разрушения.

Результаты испытаний патрубковых соединений

№ соединения	a , мм	b , мм	P_{LL}^3 , МПа
1	6,5	40	28,60
2	6,5	60	28,63
3	5,5	80	32,33

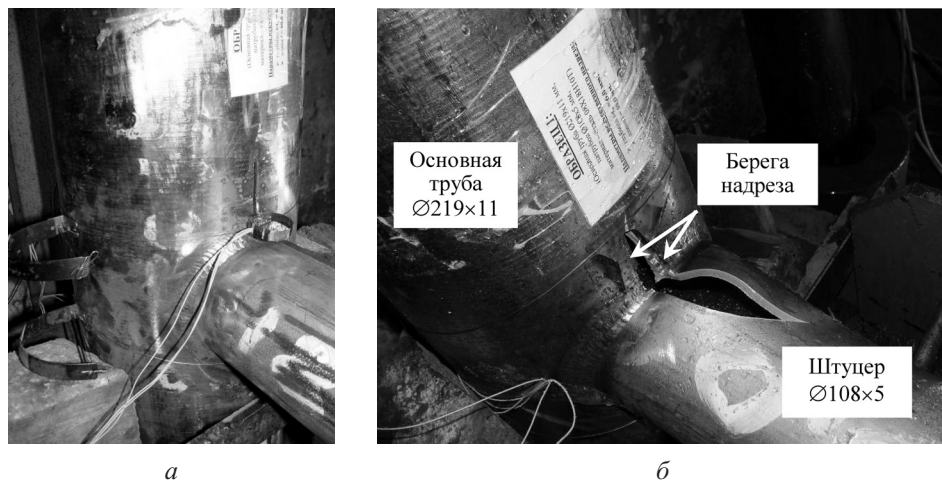


Рис. 8. T-образное патрубковое соединение № 1 до (а) и после (б) разрушения.

3.2. *Сопоставление расчетных данных с экспериментальными.* Результаты теоретических расчетов по предложенной аналитической модели и экспериментальные данные представлены на рис. 9. Оси абсцисс соответствует обобщенная начальная длина дефекта, включающая длину отверстия под штуцер и длину надреза, оси ординат – безразмерный коэффициент уменьшения прочности α . Ордината точек, соответствующих результатам эксперимента, определялась как $\alpha = P_{LL}^3 R / (\sigma_b T)$. По

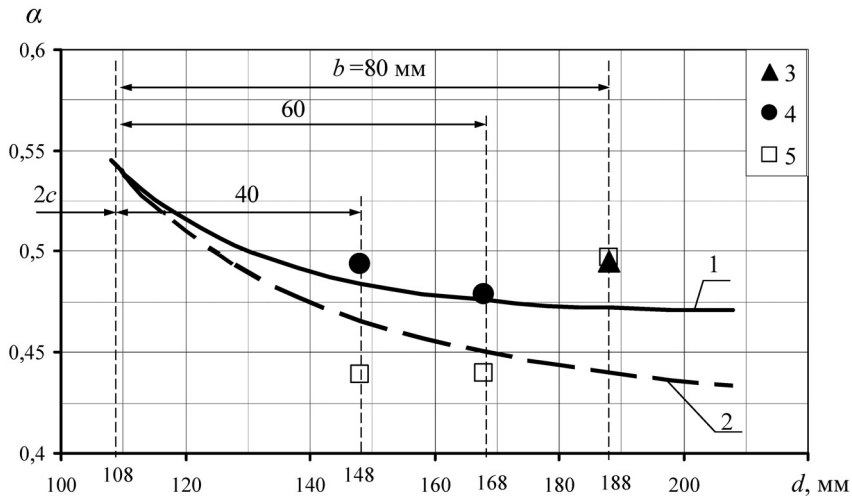


Рис. 9. Сопоставление расчетных данных с экспериментальными: 1, 2 – по формуле (11), $a = 5,5$ и $6,5$ мм соответственно; 3, 4 – несимметричное решение, $a = 5,5$ и $6,5$ мм соответственно; 5 – данные эксперимента.

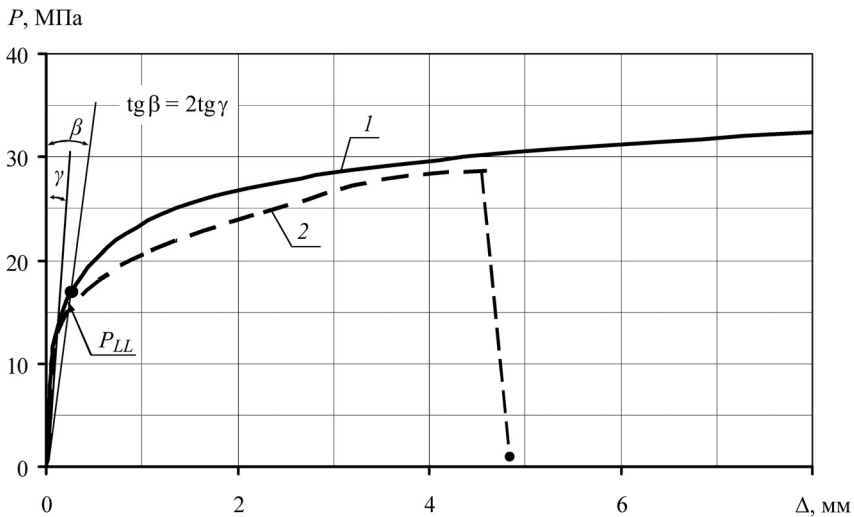


Рис. 10. Зависимость раскрытия надреза от величины внутреннего давления: 1 – с использованием программного комплекса ANSYS; 2 – данные эксперимента.

результатам испытаний трех пятикратных цилиндрических образцов на растяжение [31] значение предела прочности материала σ_b принято равным 615 МПа. Образцы, вырезанные из основной трубы, ориентированы в окружном направлении.

На рис. 10 показано изменение внутреннего давления P в зависимости от величины раскрытия берегов надреза Δ патрубкового соединения № 2 (таблица).

Определение предельного внутреннего давления P_{LL} методом двойного упругого угла (на рис. 10 кривая 1) дает консервативные результаты, которые почти в два раза ниже P_{LL}^3 . Применение критерия, согласно которому предельное состояние характеризуется максимальными пластическими деформациями при одновременном отсутствии изменения внутреннего давления, например, как предлагалось в работе [7], приводит к неконсервативным результатам. Это хорошо видно из рис. 10, где

МКЭ-кривая лежит несколько выше (приблизительно на 10%) экспериментальной, а угол наклона касательной к оси абсцисс при критическом экспериментальном раскрытии надреза отличается от нуля. Аналогичные результаты были получены для патрубковых соединений № 1 и 3 (на рис. 10 не приведены). В любом случае численные расчеты не позволяют установить точное значение предельного внутреннего давления.

Выводы

1. На основе статической теоремы теории пластичности о нижней нагрузке вязкого разрушения построена аналитическая модель оценки предельного пластического состояния и получены простые формулы для определения остаточной прочности Т-образного патрубкового соединения с продольным поверхностным дефектом основной трубы при его нагружении внутренним давлением. Остаточную прочность зоны сквозного отверстия под штуцер предложено оценивать с помощью упрощенного локального подхода. При этом в рассмотрение вводится фиктивная нетто-связка, толщина которой определяется из условия равенства глобальной и локальной прочности. Предложенная модель также позволяет учитывать эффект от усиления штуцером, который в соответствии с модельными представлениями может воспринимать часть окружных усилий.

2. Остаточная прочность зоны постулированного поверхностного дефекта (клин) определяется с использованием локальной модели. Предложена простая аналитическая формула для определения коэффициента ослабления Т-образного патрубкового соединения с двумя симметрично расположенными продольными трещинами в основной трубе (симметричное решение). Разработана итерационная процедура определения остаточной прочности патрубкового соединения с одним продольным дефектом (несимметричное решение).

3. Проведена серия полномасштабных экспериментальных исследований трех Т-образных патрубковых соединений с продольным поверхностным надрезом основной трубы, нагруженных внутренним давлением до разрушения. Корректность предложенной аналитической модели подтверждена путем сопоставления с результатами эксперимента.

4. Построенные по результатам МКЭ расчетов зависимости раскрытия надреза от величины внутреннего давления и их сопоставление с экспериментальной кривой свидетельствуют о невозможности точного определения значения предельного давления. Применение метода двойного упругого угла приводит к очень консервативным оценкам, в то время как критерий максимальных пластических деформаций – к завышенным оценкам, что не позволяет установить локальное предельное внутреннее давление.

Резюме

Запропоновано аналітичну модель оцінки граничного пластичного стану Т-подібного патрубкового з'єднання з поздовжнім поверхневим дефектом постійної глибини в зоні приварки штуцера на зовнішній поверхні основної труби при його навантаженні внутрішнім тиском. Виконано порівняльний аналіз розрахункових даних із результатами повномасштабних випробувань патрубкових з'єднань із надрізами, навантажених внутрішнім тиском до руйнування.

1. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения. – М.: Наука, 1974. – 640 с.
2. Broek D. The Practical Use of Fracture Mechanics. – Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1989. – 522 p.

3. *Kiefner J. F., Maxey W. A., Eiber R. J., and Duffy A. R.* Fracture stress levels of flaws in pressurized cylinders // *Progress in Flaw Growth and Fracture Toughness Testing*. – ASTM STP 536, 1973. – P. 461 – 481.
4. *Andrade E. Q. and Benjamin A. C.* Structural evaluation of corrosion defects in pipelines: comparison of FE analyses and assessment methods // *Proc. of the 14th Int. Offshore and Polar Engineering Conf. (ISOPE 2004)*. – 2004. – P. 120 – 127.
5. *Batte D., Fu B., Kirkwood M. G., and Vu D.* Advanced methods for integrity assessment of corroded pipelines // *Pipes Pipelin. Int.* – 1997. – **42**. – P. 5 – 11.
6. *Lynch M. A., Moffat D. G., and Moreton D. N.* Limit loads for cracked piping branch junctions under pressure and branch out-of-plane bending // *Int. J. Press. Vess. Piping*. – 2000. – **77**. – P. 185 – 194.
7. *Kim Y. J., Lee K. N., and Park C. Y.* Limit loads for piping branch junctions under internal pressure and in-plane bending – Extended solutions // *Ibid.* – 2008. – **85**. – P. 360 – 367.
8. *Myeong M. S., Kim Y. J., and Budden P. J.* Limit load interaction of cracked branch junctions under combined pressure and bending // *Eng. Fract. Mech.* – 2012. – **86**. – P. 1 – 12.
9. *Miller A. G.* Review of limit loads of structures containing defects // *Int. J. Press. Vess. Piping*. – 1988. – **32**. – P. 197 – 327.
10. *Kitching R. and Zarrabi K.* Lower bound to limit pressure for cylindrical shell with part-through slot // *Int. J. Mech. Sci.* – 1981. – **23**. – P. 31 – 48.
11. *Kitching R., Davis J. K., and Gill S. S.* Limit pressure for cylindrical shells with unreinforced openings of various shapes // *Ibid.* – 1970. – **12**. – P. 313 – 320.
12. *Орыняк И. В. and Borodii M. V.* A ductile fracture model for a pipe with an axial surface crack // *Eng. Fract. Mech.* – 1994. – **49**, No 2. – P. 287 – 294.
13. *Орыняк И. В., Шлапак Л. С.* Оценка предельного давления трубы с вмятиной // *Пробл. прочности*. – 2001. – № 5. – С. 101 – 110.
14. *Xuan F. Z., Li P. N., Liu C. J., and Hui H.* Review of collapse limit load of nozzle/tee connection containing defects // *Chin. J. Press. Vess. Techn.* – 2000. – **17**, No 3. – P. 65 – 71.
15. *Xuan F. Z., Li P. N., and Tu S. T.* Plastic limit load of welded piping branch junctions under internal pressure // *Nucl. Eng. Des.* – 2003. – **224**. – P. 1 – 9.
16. *ПНАЭ Г-7-002-86.* Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 524 с.
17. *Akhurst K. N. and Chell G. G.* Methods of calculating stress intensity factors for nozzle corner cracks // *Int. J. Press. Vess. Piping*. – 1983. – **14**. – P. 227 – 257.
18. *Cai S. and Xu Y.* Approximate expressions of maximum value of stress intensity factor of nozzle corner cracks // *Ibid.* – 1988. – **35**. – P. 411 – 422.
19. *Atluri S. N. and Kathiresan K.* Stress intensity factor solutions for arbitrarily shaped surface flaws in reactor pressure vessel nozzle corners // *Ibid.* – 1980. – **8**. – P. 313 – 322.
20. *Yahiaoui K., Moffat D. G., and Moreton D. N.* Plastic loads of cracked forged piping branch junctions: experimental results and comparison with numerical data // *Ibid.* – 2000. – **77**. – P. 249 – 260.
21. *Xue L., Widera G. E. O., and Sang Z.* Application of FEM analysis methods to a cylinder–cylinder intersection structure // *Trans. of the 18th Int. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMiRT18-F07-4)*. – 2005. – P. 1329 – 1340.

22. *Xue L. and Widera G. E. O. Burst pressure prediction shell intersection // Trans. of the 19th Int. Conf. on Structural Mechanics in Reactor Technology (SMiRT19-F01/5). – 2007. – P. 1 – 8.*
23. *APIRP579. Recommended Practice for Fitness for Service. – American Petroleum Institute, 2000. – 448 p.*
24. *SINTAP 1999, Final Version. – November 1999.*
25. *Assessment of the Integrity of Structures Containing Defects: R/H/R6. – British Energy Generation Ltd, 2000.*
26. *Ортыняк И. В. Leak and break models of pressurized pipe with axial defects // Proc. Biennial Int. Pipeline Conf. (IPC 3). – PART A, 2007. – P. 41 – 56.*
27. *Ортыняк И. В., Агеев С. М. Моделирование предельного пластического состояния толстостенных труб с осевыми поверхностными дефектами // Пробл. машиностроения и надежности машин. – 2009. – № 4. – С. 115 – 123.*
28. *Ортыняк И. В., Агеев С. М. Расчет ссылочных напряжений для поперечных дефектов сложной формы в трубах // Пробл. прочности. – 2011. – № 6. – С. 117 – 135.*
29. *Ортыняк И. В. ‘Leak’ scenario in limit load estimate for a pressurized thin-walled branch pipe with an axial crack // Eng. Fract. Mech. – 1999. – 63. – P. 485 – 501.*
30. *Ортыняк И. В., Власенко Н. И., Козлов В. Я. и др. Результаты испытаний трубных образцов с надрезами в рамках экспериментального обоснования явления “течь перед разрушением” // Пробл. прочности. – 2012. – № 5. – С. 135 – 149.*
31. *ГОСТ 1497-84. Металлы. Методы испытаний на растяжение. – Введ.01.01.86.*

Поступила 18. 03. 2014