

ОЦЕНКА СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ШТУЦЕРНОГО УЗЛА СЕПАРАТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТРЕХМЕРНОГО КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Н. В. Вождова, Б. С. Вольфсон

Реферат. В работе рассмотрены современные подходы для статического прочностного анализа штуцерных узлов аппаратов, работающих под внутренним давлением. Для узла врезки сепаратора приведены результаты оценки прочности, выполненной с использованием нормативных методов и упругопластического анализа на основе трехмерного конечно-элементного моделирования. Рассмотрены варианты как неукрепленного штуцерного узла, так и с локальным укреплением в виде накладного кольца. Даются сравнительные оценки определения предельной нагрузки на основе неупругого анализа с использованием различных критериев.

Ключевые слова: штуцерный узел, сепаратор, напряжение, статическая прочность, метод конечных элементов, упругопластический анализ, предельная нагрузка

Введение

Узлы врезок штуцеров являются неотъемлемой частью сосудов и аппаратов, работающих под давлением, и относятся к числу наиболее ответственных элементов таких конструкций. Для обоснования прочности узлов врезок штуцеров в корпус сосуда давления используют как нормативные материалы, основанные на приближенных аналитических зависимостях, так и численные методы расчета. В нормах [1–4] для оценки статической прочности наиболее часто используются упругие напряжения с разделением их на категории. Однако, как показывает практика, в ряде случаев результаты расчета с использованием различных нормативных аналитических подходов и численного моделирования с оценкой по категориям напряжений имеют сильное расхождение, а то и противоречат друг другу. В частности, это характерно для конструктивных узлов с неоднородным трехмерным напряженным состоянием

в опасной зоне, где четко выделить напряжения, относящихся к различным категориям, нередко бывает проблематично. К таким узлам и относятся врезки штуцеров.

Альтернативным подходом к упругому анализу с оценкой по категориям напряжений при определении допускаемых нагрузок является применение упругопластического анализа конструкции. Однако и при таком подходе имеются свои сложности.

В настоящей статье рассматривается проблема оценки статической прочности штуцерного узла промышленного аппарата (сепаратора) и различные подходы к ее решению.

Расчет штуцерного узла по нормам

В качестве объекта исследования рассматривается узел врезки отстойника в обечайку сепаратора (рис. 1).

Основные конструктивные размеры для узла сепаратора следующие: внутренний диаметр

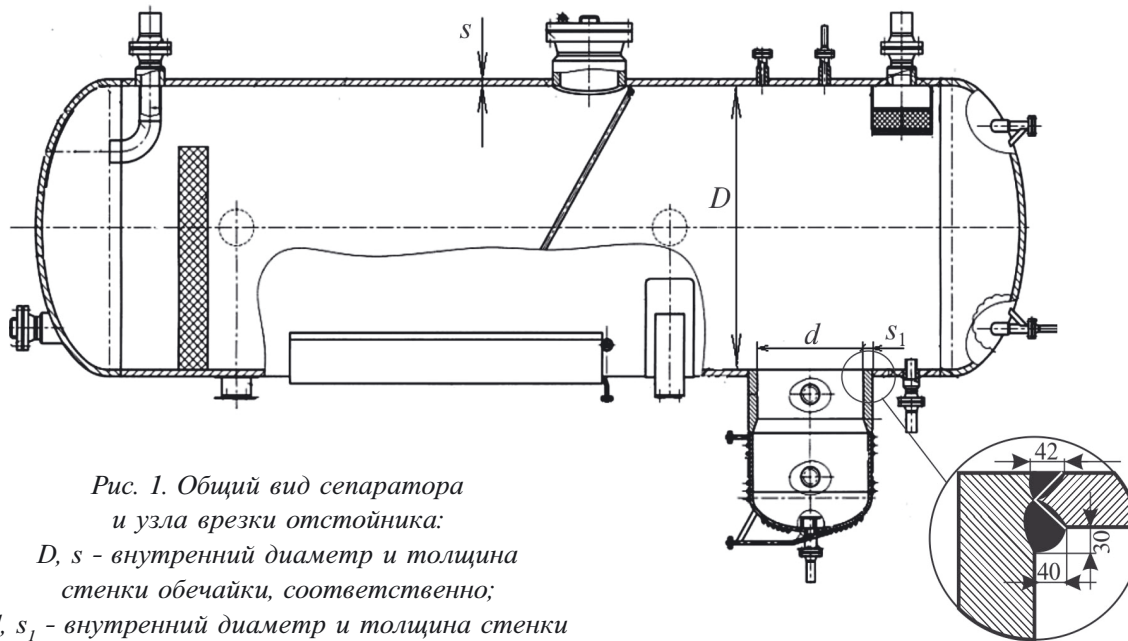


Рис. 1. Общий вид сепаратора
и узла врезки отстойника:

D, s - внутренний диаметр и толщина
стенки обечайки, соответственно;

d, s_1 - внутренний диаметр и толщина стенки
отстойника, соответственно

и толщина стенки обечайки, соответственно, $D = 2800$ мм, $s = 65$ мм; внутренний диаметр и толщина стенки отстойника, соответственно, $d = 1100$ мм, $s_1 = 95$ мм. Регламентируемый проектом режим работы сепаратора определяется такими параметрами: расчетное давление – 6 МПа, температура металла обечайки и отстойника – $+100$ °С. Материал обечайки и отстойника – сталь марки 20ЮЧ, имеющая при $+100$ °С следующие физико-механические свойства: модуль упругости $E^T = 198$ ГПа; условный предел текучести $R_{p0,2}^T = 230$ МПа; условный предел прочности $R_m^T = 380$ МПа; относительное сужение при разрыве $\psi = 40\%$. Номинальное допускаемое напряжение для материала обечайки $[\sigma] = 143,5$ МПа.

При проектировании сепаратора был выполнен расчет узла врезки отстойника в обечайку сепаратора в соответствии с ГОСТом Р 52857.3 [1]. При расчете узлов врезки по этому ГОСТу использовался известный метод замещения площадей, в который были введены корректирующие коэффициенты, полученные в результате обработки результатов экспериментальных исследований и обобщения имеющегося отечественного и зарубежного опыта [5]. ГОСТ Р 52857.3 используется при проектировании сосудов и аппаратов нефтяной, газовой, нефтеперерабатывающей и химической промышленности в течение нескольких десятилетий. За это время в соответствии с его нормами было спроектировано и изготовлено большое количе-

ство надежно работающих узлов врезок.

Расчет показал, что узел врезки отвечает условиям прочности, однако при этом не было выявлено каких-либо дополнительных запасов прочности: допускаемое давление для исследуемого узла, вычисленное в соответствии с ГОСТ Р 52857.3, составило $[p] = 6,07$ МПа.

Метод замещения площадей заложен в основу и российских норм ПНАЭ Г-7-002-86 [2], применяемых в атомной отрасли. Однако коэффициенты, на которые умножаются расчетные величины в ПНАЭ Г-7-002-86, отличаются от коэффициентов, применяемых в ГОСТ Р 52857.3. Величина расчетного допускаемого давления в соответствии с нормами [2] составила 4,14 МПа, что меньше значения рабочего давления сепаратора.

Таким образом, результаты расчета по двум разным нормам, ГОСТ Р 52857.3 и ПНАЭ Г-7-002-86, дали существенно разные результаты, причем по атомным нормам узел врезки не отвечает условиям прочности. В связи с этим дополнительно было выполнено исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) узла с использованием метода конечных элементов в трехмерной постановке и с учетом реальной геометрии сварного шва (см. рис. 1).

Упругий конечно-элементный анализ

Исследуемый узел врезки представляет собой радиальное соединение пересекающихся цилиндрических оболочек [6]. В зоне пересече-

ния оболочек возникает трехмерное напряженное состояние, характеризующееся высоким уровнем концентрации напряжений в локальной зоне и быстро затухающее по мере удаления от зоны пересечения. На НДС оболочек оказывают существенное влияние относительные геометрические параметры:

$$\frac{d}{D}; \frac{s_1}{s}; \frac{D}{s}. \quad (1)$$

Для рассматриваемого штуцерного узла эти параметры имеют следующие значения:

$$\frac{d}{D} = 0,39; \frac{s_1}{s} = 1,46; \frac{D}{s} = 43,1.$$

Таким образом, обечайка является довольно тонкостенной оболочкой и характеризуется значительным вырезом, что и вызывает ее ослабление.

Конечно-элементное моделирование узла врезки на обечайке сепаратора осуществлялось с использованием трехмерного восьмиузлового элемента с 24 степенями свободы. С учетом продольной симметрии конструкции рассматривалась половина соединения оболочек, принимая во внимание локальный характер напряженного состояния в оболочках вблизи зоны пересечения. (Наличие других узлов сепаратора в расчетной модели не учитывалось.) Расчетные характеристики конечно-элементной модели (КЭМ) узла врезки следующие: количество элементов – 17362; количество узлов – 20374; число элементов по толщине стенки обечайки – 3; число элементов по толщине стенки патрубка – 5. Использовалась нерегулярная сетка элементов с увеличением густоты разбиения на поверхности в зонах концентрации напряжений. Расчетная КЭМ исследуемого узла представлена на рис. 2.

Материал сварного соединения штуцерного узла с обечайкой предполагается равнопрочным с основным материалом.

Для рассматриваемого штуцерного узла сепаратора была проведена сравнительная оценка результатов упругого расчета с использованием трех норм [1–3]. В этих нормах напряжения разделяются на категории:

1) общие мембранные напряжения σ_m , т.е. $(\sigma)_1 = \sigma_m$;

2) суммарные местные мембранные σ_{mL} и общие изгибные σ_b напряжения, т.е. для этой группы напряжений $(\sigma)_2 = \sigma_{mL} + \sigma_b$;

3) суммарные местные мембранные σ_{mL} , общие σ_b и местные изгибные σ_{bL} напря-

жения, т.е. для этой группы напряжений $(\sigma)_{RV} = \sigma_{mL} + \sigma_b + \sigma_{bL}$.

Для узла врезки за счет ослабления обечайки отверстием выполняется условие $\sigma_{mL} > \sigma_m$, что учитывается при оценке прочности в зоне пересечения оболочек. Условия прочности имеют вид:

$\sigma_m \leq [\sigma]$; $\sigma_{mL} + \sigma_b \leq [\sigma]_M$; $\sigma_{mL} + \sigma_b + \sigma_{bL} \leq [\sigma]_R$, где $[\sigma]_M$ – допускаемые значения для местных мембранных напряжений; $[\sigma]_R$ – допускаемые значения для приведенных напряжений.

При этом в отмеченных нормах отличается назначение допускаемых напряжений для групп второй и третьей категорий напряжений:

$[\sigma]_M = 1,5[\sigma]$, $[\sigma]_R = 3[\sigma]$ – в ГОСТ Р 52857.3 и ASME Code;

$[\sigma]_M = 1,3[\sigma]$, $[\sigma]_R = \left(2,5 - \frac{R_{p0,2}^T}{R_m^T}\right) \cdot R_{p0,2}^T$, но не более $2R_{p0,2}^T$ – в ПНАЭ Г-7-002-86.

Расчетные максимальные напряжения имели место на обечайке, их значения для разных категорий напряжений следующие: $\sigma_m = 130$ МПа, $(\sigma)_{2,m} = 321$ МПа, $(\sigma)_{RV, \max} = 428$ МПа. Вычислив соответствующие допускаемые напряжения, принимаемые в разных нормах, и сопоставив с ними расчетные напряжения, получим:

в соответствии с ГОСТ Р 52857 и ASME Code –

$$\sigma_{mL} + \sigma_b = 321 \text{ МПа} > [\sigma]_M = 212,3 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{mL} + \sigma_b + \sigma_{bL} = 428 \text{ МПа} < [\sigma]_R = 430,5 \text{ МПа};$$

в соответствии с ПНАЭ Г-7-002-86 –

$$\sigma_{mL} + \sigma_b = 321 \text{ МПа} > [\sigma]_M = 186,6 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{mL} + \sigma_b + \sigma_{bL} = 428 \text{ МПа} < [\sigma]_R = 435 \text{ МПа}.$$

Как следует из результатов, расчетные величины напряжений для групп первой и третьей категорий напряжений удовлетворяют условиям прочности в соответствии с вышеперечисленными

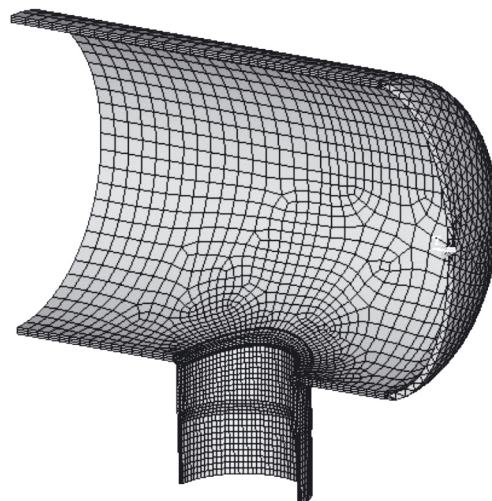
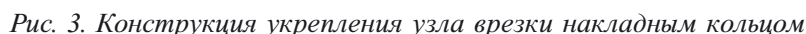
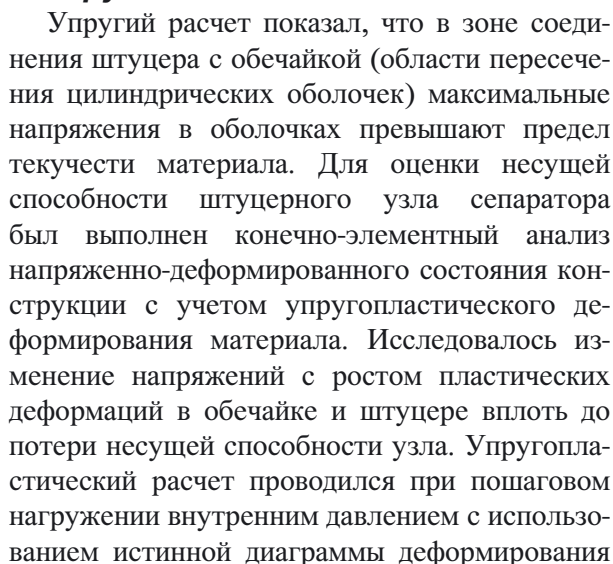


Рис. 2. Конечно-элементная модель узла врезки

Таким образом, если основываться только на результатах численного моделирования исследуемого узла врезки с учетом укрепления, выполненного в предположении упругой работы материала, с последующей оценкой по категориям напряжений, можно сделать вывод, что рассматриваемый узел, даже при наличии накладного кольца, не отвечает условиям прочности.



материала. При этом принималось, что зависимость истинных напряжений σ от истинных деформаций e определяется степенной функцией [7]:

$$\sigma = \begin{cases} Ee, & \text{при } e < \sigma_T / E; \\ \sigma_T \left(\frac{e}{e_T}\right)^m, & \text{при } e \geq \sigma_T / E, \end{cases} \quad (2)$$

где σ_T – истинное значение предела текучести; e_T – истинное значение деформации предела текучести; m – показатель упрочнения.

Указанные в формуле (2) величины принимались с учетом рабочей температуры.

Для стали 20ЮЧ было принято [7]:

$$m = 0,137; e_T = \frac{R_{p0.2}^T}{E^T} = 9,285 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma_T \approx R_{p0.2}^T = 230 \text{ МПа.}$$

Для моделирования зависимости между истинными напряжениями и истинными деформациями при конечно-элементном анализе использовалась схема полигональной аппроксимации кривой деформирования с изотропным упрочнением.

По результатам расчетов строился график зависимости максимальной деформации от внутреннего давления и определялось условное предельное расчетное давление, соответствующее максимально допустимому уровню деформаций (рис. 5).

В связи с тем, что в отечественных нормативных документах проведение упругопластического расчета не регламентировано, для определения предельного давления использовались критерии, применяемые в зарубежных нормах: ASME Code [8] и RCC-MR [9].

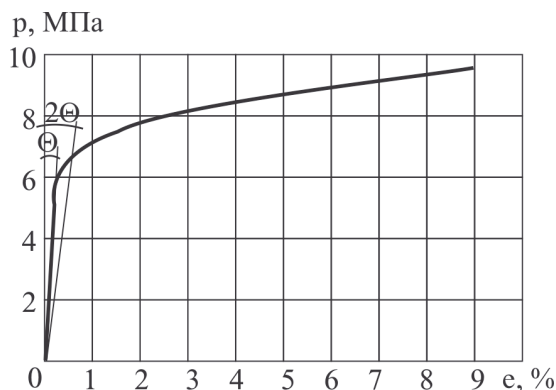


Рис. 5. Изменение максимальных деформаций в узле врезки штуцера с неукрепленным штуцерным узлом

Так, в американских нормах [8] предельная нагрузка определяется как ордината точки пересечения кривой «нагрузка–деформация» с прямой, проведенной из начала координат и составляющей с осью ординат угол 2θ (θ – угол между осью нагрузки и линейным участком кривой «нагрузка–деформация»).

При проектировании и расчете конструкции и компонентов реактора на быстрых нейтронах (RCC-MR) [9] в качестве критерия для определения предельной нагрузки используется условие равенства упругой и пластической составляющих деформации.

По результатам упругопластического анализа получено, что при расчетном давлении $p = 6$ МПа пластическая деформация составит 0,24%. Пластическая составляющая деформации в наиболее нагруженном сечении исследуемого узла врезки становится равной упругой составляющей при предельном давлении $p_{пр} = 6,8$ МПа. При использовании критерия двойного угла наклона кривой «нагрузка–деформация», получим величину предельного давления $p_{пр} = 7$ МПа. Расчет прекращался при давлении 11,5 МПа, при котором начиналось неограниченное увеличение деформаций без заметного увеличения нагрузки.

Воспользуемся еще одним критерием для определения предельного давления – допуском на остаточное радиальное перемещение стенки обечайки в стыке со штуцером [5]. На основе анализа результатов проведенных в ЛенНИИ-ХИММАШе испытаний для десяти штуцерных узлов на обечайках сосудов давления авторы делают вывод, что этот критерий соответствует допускаемой остаточной деформации $e_{ост} \approx 1\%$. Конечно, этот критерий не является универсальным и относится к узлам врезок штуцеров, работающих только под внутренним давлением. Однако он опирается на реальный опыт эксплуатации таких аппаратов и в связи с этим представляется достаточно надежным. Расчеты показали, что, используя вышеупомянутый критерий, величина предельного давления составит $p_{пр} = 7,1$ МПа.

Таким образом, использование трех рассмотренных критериев для оценки предельного давления на основе упругопластического конечно-элементного анализа неукрепленного штуцерного узла дало достаточно близкие результаты, что показывает практическую идентичность этих критериев.

Если принять согласно нормативным документам [10] коэффициент запаса $[n_T]=1,6$, то даже при предельном давлении $p_{пр}=7,1$ МПа получим величину допускаемого давления $[p]=p_{пр}/[n_T]=4,44$ МПа, что значительно меньше рабочего давления эксплуатации сепаратора.

Поэтому был выполнен упругопластический конечно-элементный анализ штуцерного узла сепаратора, укрепленного накладным кольцом с ранее рассмотренными параметрами.

Для оценки предельного давления используем критерии, изложенные выше. Анализ расчетных данных позволил получить следующие результаты: при расчетном давлении $p=6$ МПа пластическая деформация составит 0,094%; пластическая составляющая деформации в наиболее нагруженном сечении исследуемого узла врезки становится равной упругой составляющей при давлении $p_{пр}=9,6$ МПа; используя критерий двойного угла наклона кривой «нагрузка-деформация», величина предельного давления составит $p_{пр}=9,5$ МПа; на основе критерия допускаемой остаточной деформации $e_{ост}=1\%$ предельное давление составило $p_{пр}=10$ МПа. При давлении 12 МПа наблюдалось значительное увеличение деформаций без заметного увеличения нагрузки, и расчеты были прекращены.

Если принять за предельное – давление, соответствующее $e_{ост}=1\%$, получим величину допускаемого давления $[p]=p_{пр}/[n_T]=6,25$ МПа, что больше рабочего давления.

Таким образом, проведенный упругопластический анализ штуцерного узла сепаратора показал необходимость применения накладного кольца для усиления конструкции. В этом случае будет обеспечена статическая прочность исследуемого узла врезки.

Заключение

В настоящее время использование приближенных методов оценки статической прочности оборудования химического и нефтехимического машиностроения на основе категорий упругих напряжений является не всегда оправданным, поскольку оборудование становится более сложным и наблюдается тенденция к повышению эксплуатационных нагрузок. На

наш взгляд, есть необходимость создания отечественной нормативной базы для прочностной оценки высоконапряженных узлов оборудования, опирающейся на методы неупругого анализа. Это приведет к более обоснованному выбору рабочих нагрузок, возможности создания и эксплуатации менее материалоемкого оборудования.

Список литературы

1. ГОСТ Р 52857.3-2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях.
2. ПНАЭ Г-7-002-86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.
3. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, NY 2007.
4. EN 13445-3:2002 Unfired Pressure Vessels, CEN European Committee for Standardization, Brussels.
5. Горностаев А.В., Фрейтаг В.А. Расчет укрепления отверстий в сварных цилиндрических обечайках по предельным нагрузкам // Вопросы прочности химической аппаратуры: Сб. трудов ЛенНИИХИМАШ. 1974. № 8. С. 174–191.
6. Скопинский В.Н. Пересекающиеся оболочки – конструктивные объекты машиностроения // Машиностроение и инженерное образование. 2005. № 2. С. 31–45.
7. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
8. ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, NY 2007.
9. RCC-MR (Edition 2002), Design and Construction Rules for Mechanical Components of FBR Nuclear Islands, 2003.
10. РД 26-02-62-98. Расчет на прочность элементов сосудов и аппаратов, работающих в коррозионно-активных сероводородосодержащих средах.

**ВОЖОВА
Наталья
Вячеславовна**

E-mail: bagaeva_80@list.ru
Тел. +7 (495) 952-59-85

Научный сотрудник ОАО «ВНИИНЕФТЕМАШ» отдела прочности и математического моделирования, аспирантка ГОУ МГИУ. Область научных интересов – прочностной анализ нефтегазового оборудования.

**ВОЛЬФСОН
Борис
Самуилович**

E-mail: volfson@mail.ru
Тел. +7 (495) 952-59-85

Заведующий отделом прочности и математического моделирования ОАО «ВНИИНЕФТЕМАШ». Область научных интересов – динамика и прочность нефтегазового оборудования. Автор более 40 научных работ, один из авторов сборника национальных стандартов ГОСТ Р 52857.1-2007, ГОСТ Р 52857.12-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность».

Материал поступил в редакцию 06.06.2009