

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В СФЕРИЧЕСКОМ СОСУДЕ ДАВЛЕНИЯ, УКРЕПЛЕННОГО НАКЛАДКОЙ ВОЗЛЕ ШТУЦЕРНОГО УЗЛА

В.Н. Скопинский, О.А. Русанов, Н.А. Назаров



СКОПИНСКИЙ
Вадим
Николаевич

Профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Сопротивление материалов» МГИУ. Специалист в области механики тонкостенных оболочек, численных методов анализа. Автор более 100 научных трудов, часть которых опубликована в престижных зарубежных научно-технических журналах.



РУСАНОВ
Олег
Александрович

Доцент МГИУ, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник лаборатории расчетов и исследований прочности тракторных конструкций ОАО «Научно-исследовательский тракторный институт – НАТИ». Специалист в области современных методов расчетов на прочность конструкций мобильных машин. Автор более 30 научных работ.

Введение

В химическом машиностроении, нефтехимической и смежных отраслях промышленности используются аппараты (сосуды), работающие при высоких или средних давлениях. К изготовлению и эксплуатации таких сосудов предъявляют высокие требования, которые должны обеспечить их надежную работу. Сосуды давления различаются по геометрической форме корпуса – цилиндрические, сферические, по типу днища (для сосуда с цилиндрическим корпусом) – эллиптическое, полусферическое. К отверстию (вводу), через которое рабочая среда попадает в сосуд давления,



НАЗАРОВ
Николай
Алексеевич

Руководитель группы отдела прочности ПО «Машиностроительный завод «Молния». Специализируется в области разработки комплексных методик расчета по МКЭ оборудования различного назначения. Автор свыше 10 научных работ.

обычно приваривается штуцер. Штуцерный узел может иметь дополнительные укрепляющие элементы, например в виде приварного накладного кольца (накладки). В некоторых конструкциях в целях безопасности запрещено применение накладок (например, в атомной энергетике), однако приварные накладки являются эффективным способом локального укрепления штуцерных узлов сосудов давления, к тому же такое укрепление технологически осуществляется наиболее просто.

Известно, что при различных эксплуатационных режимах в области штуцерного узла – в корпусе сосуда и штуцере – возникает локальное напряженное состояние, которое характеризуется повышенным уровнем напряжений по сравнению с напряжениями вдали от этой области. Следует учитывать, что в область высоких напряжений попадают сварные швы, что предъявляет особые требования к качеству их выполнения. Поэтому вопросы снижения концентрации напряжений в сосудах давления возле отверстий являются весьма актуальными.

Выбор геометрических размеров сосуда, штуцера и укрепляющих элементов регламентируется нормативными материалами: в отечественной практике – ГОСТом 24755-89, ОСТом 26 1046-87, ПНАЭ Г-7-002-86 [1], в зарубежной практике – американскими нормами ASME Code, британским стандартом BS 5500. Однако нормативная документация не может учесть все практические аспекты, касающиеся конструкций рассматриваемого типа, особенно с учетом широкого диапазона изменения геометрических параметров штуцера и корпуса. К тому же, например в британском стандарте, не делается различия между локальным укреплением типа накладки и сплошным увеличением толщины (монокрипным или интегральным укреплением).

В настоящей статье рассматриваются различные подходы к расчетному анализу штуцерного узла сферического сосуда давления с локальным укреплением в виде накладного кольца и особенности напряженного состояния в структурных элементах такой конструкции.

1. Расчетные методики

Сосуд давления и штуцер являются оболочками вращения, поэтому обычно при расчетном анализе штуцерный узел рассматривается как соединение пересекающихся оболочек различной геометрической формы [2]. Расчетный анализ штуцерного узла как соединения пересекающихся оболочек является непростой задачей, даже с учетом широкого развития средств численного анализа – метода конечных элементов (МКЭ) и вычислительных программ, созданных на его основе, например, известных зарубежных и отечественных программных комплексов ANSYS, NASTRAN, FEPIPE, АСТРА-НОВА [3], КАПРИС-ДИНАМИКА [4] и др. Сложность задачи определяется такими факторами, как конструктивная неоднородность соединений пересекающихся оболочек и существенная изменяемость напряженного состояния, характеризующаяся высокими градиентами напряжений вблизи области пересечения. Особый интерес представляет расчетный анализ напряжений в штуцерных узлах с локальным укреплением в виде накладки, так как строгое решение требует рассмотрения контактной задачи.

Анализ напряженного состояния конструктивных объектов типа пересекающихся оболочек может быть выполнен в различной постановке: с использованием теории оболочек (двухмерное решение) или теории упругости (трехмерное решение). Последнее, конечно, дает наиболее полную картину напряженного состояния в области пересечения, однако объемное моделирование и расчетный анализ штуцерного узла является намного более трудоемкой процедурой по сравнению с двухмерным решением на основе теории оболочек. Поэтому трехмерный анализ затруднительно использовать в многовариантных исследованиях подобных конструктивных узлов, в расчетной оптимизации геометрических параметров штуцера, при экспресс-анализе. В то же время такой уточненный анализ целесообразно применять для обоснования оболочечных расчетных схем и моделей.

Рассмотрим задачу определения напряжений в зоне присоединения (приварки) радиального цилиндрического штуцера к сферическому сосуду давления. Отверстие сосуда дополнительно укреплено накладным кольцом (рис. 1), приваренным по контуру. (На рисунке затенением показаны места приварки накладки к сосуду, штуцера к сосуду и штуцера к фланцу.)

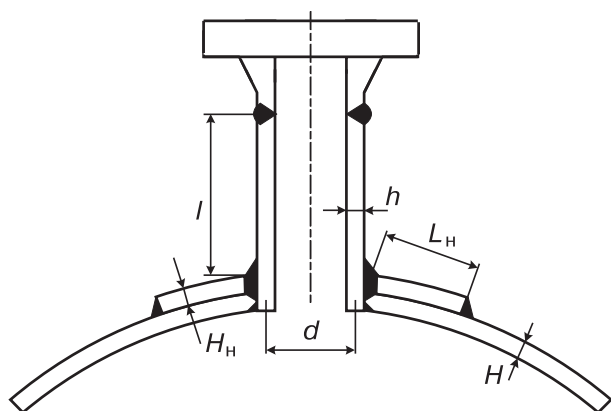


Рис. 1. Геометрия штуцерного узла сосуда давления

Сосуд и штуцер нагружены избыточным внутренним давлением p . В расчете учитывается и осевая нагрузка, передающаяся на оболочки за счет действия внутреннего давления на фланец штуцера. Таким образом, рассматривается локально укрепленное радиальное соединение пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек [2] с относительными геометрическими параметрами соединения и укрепления:

$$d/D, h/H, D/H, H_n/H, L_n/D, \quad (1)$$

где D, d – диаметры срединных поверхностей сферической оболочки (сосуда) и цилиндрической оболочки (штуцера); H, h – толщины стенок сосуда и штуцера; H_n, L_n – толщина и ширина накладки.

Штуцерный узел сосуда с локальным укреплением представляет собой сопряжение трех оболочек: штуцера, сосуда и накладки. Поскольку сосуд и накладка жестко связаны между собой только по контуру, при действии внутреннего давления между ними может происходить контактное взаимодействие. Поэтому одной из задач проведенного исследования яв-

лялось определение напряжений в оболочках с использованием наиболее точной расчетной модели и оценка применимости приближенной расчетной методики.

Для расчетного анализа применяется МКЭ как в трехмерной, так и двумерной постановке. Задача осесимметричная, поэтому конечно-элементное моделирование может осуществляться для любой части соединения, выделенного двумя меридиональными сечениями. Условия симметрии учитываются с помощью соответствующих граничных условий. Для более точного моделирования сварного соединения оболочек области сварных швов рассматривались как оболочки переменной толщины.

Трехмерное решение. Трехмерный анализ напряженного состояния соединения пересекающихся оболочек проводился с использованием программы КАПРИС-ДИНАМИКА, обладающей необходимой библиотекой конечных элементов, достаточно развитым и удобным пре- и постпроцессором, возможностью решения контактных задач. Рассмотрены следующие варианты моделирования и расчета соединения оболочек: *вариант 1* – соединение оболочек, укрепленных накладкой, без учета контактного взаимодействия оболочек сосуда и накладки; *вариант 2* – соединение оболочек, укрепленных накладкой, с учетом контактного взаимодействия оболочек сосуда и накладки; *вариант 3* – соединение оболочек, укрепленных сварным кольцом толщиной $H_m = H + H_n$ (монолитное укрепление).

Численное моделирование выполнено по МКЭ в варианте метода перемещений с использованием объемных осесимметричных кольцевых восьмиузловых изопараметрических конечных элементов. На предварительном этапе расчетов исследовали сходимость численного решения, по результатам которой была принята достаточно подробная конечно-элементная модель соединения: элементы по толщине каждой оболочки – накладки, основной оболочки и штуцера – расположены в два слоя. (Соответственно, для соединения с мо-

нолитным укреплением используются элементы в четыре слоя по толщине укрепления.)

В расчетах соединения по варианту 2 область контакта между наружной поверхностью оболочки сосуда и внутренней поверхностью накладки определялась автоматически из решения контактной задачи.

Конечно-элементная модель получена введением в модель варианта 1 соответствующего числа специальных контактных элементов, соединяющих узлы на образующих поверхностях в зазоре между основной оболочкой и накладкой. Контактные элементы ориентированы в радиальном направлении (по нормали к взаимодействующим сферическим поверхностям). Характеристики контактных элементов являлись переменными. Их жесткость по нормали, первоначально небольшая, увеличивалась, если смещения узлов, расположенных на поверхностях, превышали установленную допустимую величину зазоров. Тангенциальные компоненты усилий контактного взаимодействия не учитывались. Величина максимально допустимого взаимного сближения узлов, связанных контактным элементом, из исходного состояния установлена равной 0,001 мм. Учет контактного взаимодействия осуществляется с помощью модификации метода переменных параметров упругости, который реализован в используемой вычислительной программе для решения задач с нелинейными соотношениями между напряжениями и деформациями. Этот метод дополнен схемой перевычисления жесткости контактных элементов в зависимости от величины фактических расстояний между узлами, связанными этими элементами.

На каждой итерации метода переменных параметров упругости для решения линейной задачи применялись итерационные методы решения систем линейных алгебраических уравнений – метод сопряженных градиентов и метод Ланцоша, дополненные процедурой циклического ускорения сходимости за счет формирования специальной структуры матриц жесткости методами нумерации узлов конечно-элементной модели.

Двухмерное решение. Для расчетного анализа конструктивных объектов типа пересекающихся оболочек была разработана прикладная методика расчета с применением МКЭ и теории оболочек [2] (в вариантах для тонких оболочек и оболочек средней толщины с учетом поперечного сдвига), которая позволяет проводить системный анализ данного класса оболочечных конструкций. Структурными составляющими такой методики являются: единая классификация типовых соединений пересекающихся оболочек различной геометрической формы; использование систем криволинейных координат, связанных с поверхностями отдельных оболочек; применение МКЭ в модифицированной смешанной вариационной формулировке. На основе этой методики разработана специализированная вычислительная программа SA/S, использующая рациональный расчетный алгоритм.

Применение смешанных оболочечных моделей и рационального алгоритма позволяет проводить достаточно точные расчеты при малых вычислительных затратах. Другой особенностью программы является существенное упрощение подготовки и ввода данных для проведения конкретных расчетов. Автоматизированный генератор конечно-элементной модели типового соединения выполняет рациональное разбиение оболочек на элементы с нерегулярной сеткой и определением узловых координат на базе геометрических соотношений для линии пересечения поверхностей оболочек и с учетом геометрических параметров соединения пересекающихся оболочек. Программа постоянно развивается с учетом возникающих новых задач. Процессорный модуль программы разработан в среде Compaq Visual Fortran, что существенно снижает временные затраты по сравнению с предыдущей версией Fortran.

Программа имеет интуитивно-понятный графический пользовательский интерфейс, посредством которого в диалоговом режиме можно задавать исходную информацию для последующего расчета и управлять различными

ми стадиями расчетной процедуры. Графический постпроцессор в диалоговом режиме обеспечивает визуализацию результатов моделирования и расчета: цветное изображение конечно-элементной модели или ее фрагментов, наложение исходного и деформированного состояний модели, изображение цветных областей (или изолиний) уровня напряжений, построение графиков распределения напряжений в выбранном направлении.

При расчетном анализе с использованием программы SAIS кроме оболочечных элементов используются и стержневые для аппроксимации пространственной области пересечения оболочек. Как показывает сравнительный анализ расчетных результатов и известных экспериментальных данных [5], такая расчетная модель позволяет уточнить схему взаимодействия оболочек в рамках двумерного решения. При расчете соединения оболочек с накладным кольцом конечно-элементная модель соединения включает элементы трех отдельных структурных частей: штуцера, основной оболочки (сосуда) и сферической оболочки, моделирующей накладку (учитывается несовпадение срединных поверхностей оболочек сосуда и накладки). По внешнему контуру накладка состыкована с оболочкой сосуда с использованием специального элемента переменной толщины, имитирующего сварной шов. Таким образом, при двумерном решении реализованы расчетные варианты 1 и 3.

2. Сопоставление расчетных и экспериментальных результатов

Для рассматриваемой задачи проведен достаточно подробный сравнительный анализ расчетных результатов с экспериментальными данными, опубликованными в работе [6]. Несмотря на нередко бытующее мнение, что высокий уровень развития МКЭ и вычислительных программ на его основе не требует проведения экспериментальных исследований, рассматриваемое сопоставление расчета и эксперимента обусловлено несколькими причинами. Во-первых, работа [6] является, пожалуй, един-

ственной, где представлены экспериментальные данные не только для оболочек сосуда и штуцера, но и для накладки. При этом использование специальной техники тензометрирования позволило получить опытные данные для внутренней поверхности накладки и наружной поверхности оболочки сосуда под ней (правда, не для всех испытанных штуцерных узлов). Во-вторых, испытаны сосуды с приварными штуцерными узлами и накладками, соответствующими реальным конструкциям, причем размеры сварных швов и расположения тензодатчиков указаны достаточно четко. В-третьих, в данном исследовании применяется уточненная расчетная методика с учетом контактного взаимодействия сосуда и накладки (кстати, авторам не известны публикации подобных расчетов), которая требует сравнительного анализа расчета и эксперимента.

Масштабные экспериментальные исследования были проведены для шести узлов цилиндрического штуцера на сферическом сосуде. Сферическая оболочка укреплялась привариваемой накладкой в соответствии с требованиями стандарта BS 1515 (1965 г.), длина накладки выбиралась согласно нормам. Общий вид экспериментального штуцерного узла показан на рис. 1. Из шести экспериментальных узлов для сравнительного анализа был выбран узел 16/0.5, так как только для него имелась наиболее полная информация об экспериментальных результатах. Номинальные размеры узла 16/0.5 и относительные геометрические параметры (1) укрепленного соединения следующие [6]:

$$\begin{aligned} D &= 1830 \text{ мм}, d = 390 \text{ мм}, H = 12,7 \text{ мм}, \\ h &= 12,7 \text{ мм}, H_n = 9,5 \text{ мм}, L_n = 200 \text{ мм}; \\ d/D &= 0,213, h/H = 1, D/H = 144,1, \\ H_n/H &= 0,748, L_n/D = 0,109. \end{aligned}$$

Сосуд давления, штуцер и накладка изготавливались из материала с модулем Юнга $E = 199 \text{ ГПа}$ и коэффициентом Пуассона $\mu = 0,275$.

Для экспериментального исследования напряженного состояния в оболочках применялся метод электротензометрирования, изме-

рение деформаций проводилось с использованием проволоочных тензодатчиков с базой 6,35 мм. Тензодатчики наклеивались на наружную и внутреннюю поверхности оболочек парами перпендикулярно друг другу в окружном и меридиональном направлениях. Поскольку внутренняя поверхность накладки и наружная поверхность сосуда под накладкой недоступны для измерения деформаций, для определения деформаций на этих поверхностях был использован способ «датчика, приподнятого над поверхностью», основанного на линейной экстраполяции деформации по толщине оболочки. Подробно этот способ описан в работе [6].

Следует отметить, что перед приваркой накладки и штуцера были проведены измерения толщин оболочек вдоль линий установки тензодатчиков. Полученные уточненные значения толщин для узла 16/0.5 следующие:

$$h = 13,208^{+0,102}_{-0,127} \text{ мм}; H = 12,776^{+0,178}_{-0,229} \text{ мм};$$

$$H_n = 13,183^{+0,330}_{-0,229} \text{ мм}.$$

При экспериментальном и расчетном исследовании, результаты которого приводятся далее, определялись компоненты напряжения в точках наружной и внутренней поверхностей оболочек: нормальные меридиональные напряжения σ_s и окружные напряжения σ_ϕ , где s и ϕ – линейная меридиональная и угловая окружная координаты.

Экспериментальный штуцерный узел являлся сварным, и, естественно, сварной шов придает дополнительную жесткость соединению тонкостенных оболочек. В связи с этим для расчетного анализа (как трехмерного, так и двухмерного) применялись уточненные конечно-элементные модели, имитирующие реальное соединение накладки, оболочки сосуда и штуцера, а также геометрию области пересечения с учетом размеров сварного шва. Фрагменты трехмерного конечно-элементного моделирования в области пересечения и по наружной границе накладки показаны на рис. 2.

Двухмерная конечно-элементная модель имела следующие особенности: во-первых, по внешнему контуру накладка состыкована с ос-

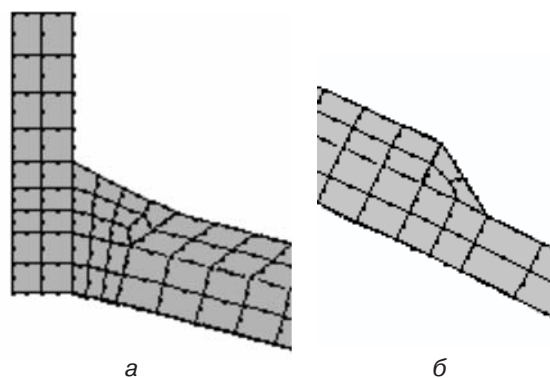


Рис. 2. Фрагменты трехмерного конечно-элементного моделирования в зонах сварных швов:

а – область пересечения;

б – соединение накладки и сферической оболочки

новной оболочкой с использованием специального элемента переменной толщины, имитирующего сварной шов; во-вторых, кроме оболочечных элементов используются и стержневые элементы, аппроксимирующие пространственную область пересечения оболочек. Таким образом, принимается, что в зоне сварки для конечных элементов оболочек (сосуда, штуцера) и накладки отсутствуют взаимные линейные и угловые перемещения.

На рис. 3–5 представлены экспериментальные и расчетные (для трехмерного контактного и двухмерного решений) результаты для нормальных напряжений в оболочках штуцерного узла сосуда, испытанного при внутреннем давлении $p = 4,261$ МПа. Отсчет меридиональных координат x и s показан на рис. 3–5.

Можно отметить некоторые особенности напряженного состояния оболочек рассматриваемого укрепленного радиального соединения при нагружении внутренним давлением.

Учитывая, что мембранные напряжения в сосуде и штуцере соответственно равны $\sigma_{oc} = pD/4H = 153,5$ МПа и $\sigma_{ош} = pd/2h = 65,4$ МПа, видно, что в этих конструктивных элементах наблюдается высокий уровень концентрации напряжений, особенно в штуцере. Поэтому применение локального укрепления в виде накладки вполне оправдано, так как позволяет снизить максимальные напряжения, прежде всего в сосуде, до требуемого уровня.

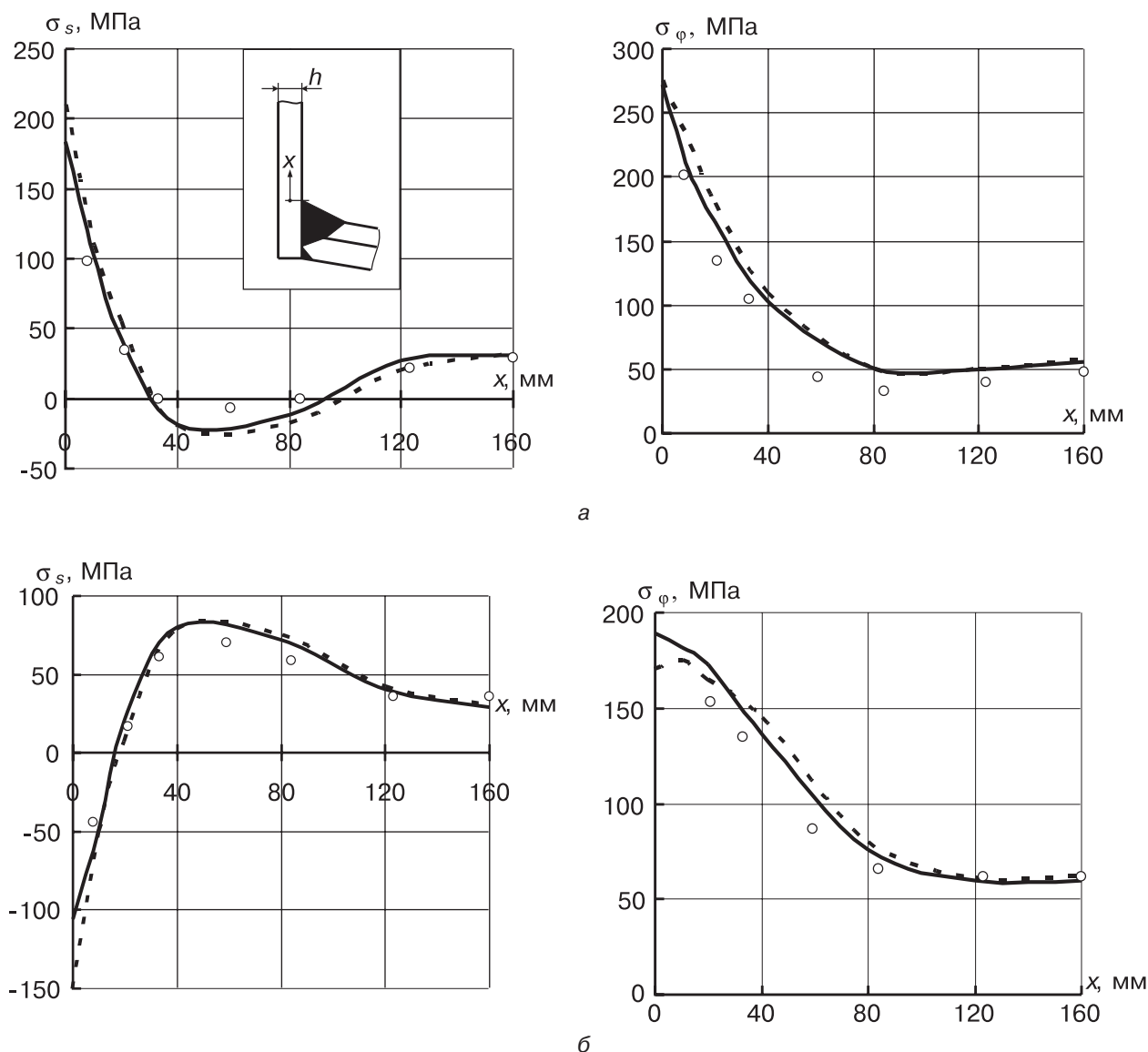


Рис. 3. Распределение напряжений в штуцере:

а – наружная поверхность; б – внутренняя поверхность;

— – трехмерное решение; ---- – двумерное решение; ○ – эксперимент

Меридиональные напряжения в накладке и штуцере являются в основном изгибными, окружные напряжения во всех оболочках – преимущественно мембранными. Соответственно, для меридиональных напряжений характерно резкое изменение вблизи области пересечения оболочек. В опасных точках наружных поверхностей оболочек возникает напряженное состояние типа двухосного растяжения, а в опасных точках внутренних поверхностей накладки и штуцера – двухосное смешанное напряженное состояние.

Наилучшее соответствие экспериментальных и расчетных результатов получено для шту-

цера. Основной акцент при сопоставлении экспериментальных данных и двух численных решений делался на анализе напряжений в накладке и оболочке под ней. Экспериментальные данные и расчетные результаты трехмерного решения для окружных и меридиональных напряжений достаточно хорошо согласуются. Для накладки и оболочки под накладкой расчетные результаты двумерного анализа (без учета контакта между накладкой и оболочкой) и решения трехмерной контактной задачи заметно отличаются между собой: в большей степени для меридиональных напряжений, окружные напряжения согласуются лучше. Это в пер-

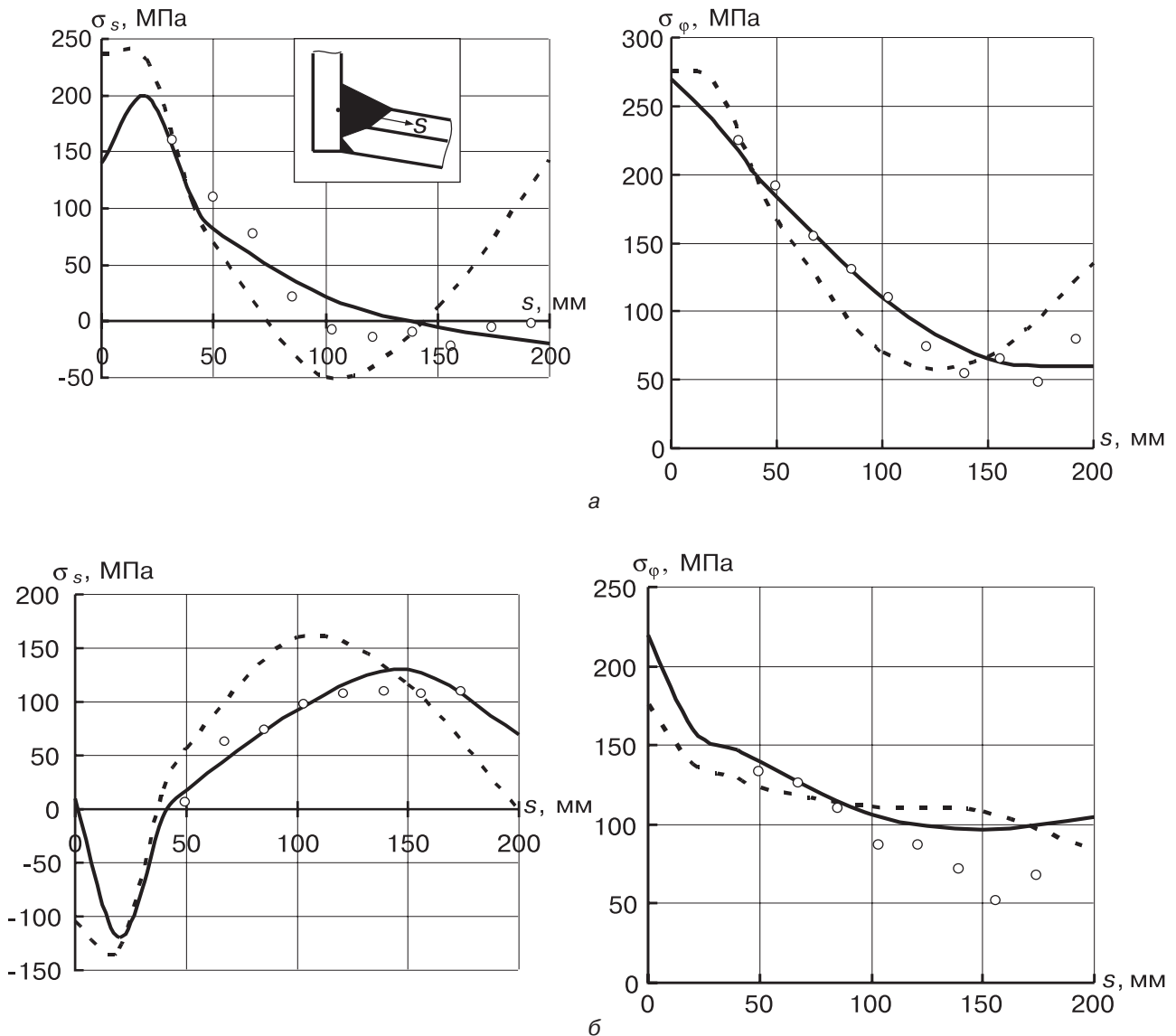


Рис. 4. Распределение напряжений в накладке:

а – наружная поверхность; б – внутренняя поверхность;

— – трехмерное решение; ---- – двухмерное решение; ○ – эксперимент

вую очередь объясняется учетом контактного взаимодействия оболочек.

Следует заметить, что к экспериментальным результатам, касающимся внутренней поверхности накладки и наружной поверхности оболочки под ней, недоступных для непосредственного измерения деформаций, нужно относиться с определенной осторожностью. Как уже отмечалось, с использованием способа «датчика, приподнятого над поверхностью», деформации на этих поверхностях не измерялись, а определялись как экстраполированные значения, а затем через эти значения вычис-

лялись напряжения. Авторы работы [6] отмечают, что процедура экстраполяции требует очень высокой точности измерений с помощью датчиков, приподнятых над поверхностью. Так как не для всех испытанных штуцерных узлов (были испытаны два сферических сосуда, в каждом – три штуцерных узла) работа таких датчиков была удовлетворительной, то соответствующие результаты не могут считаться достаточно надежными.

В целом можно отметить, что расчетные результаты удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Лучшее соот-

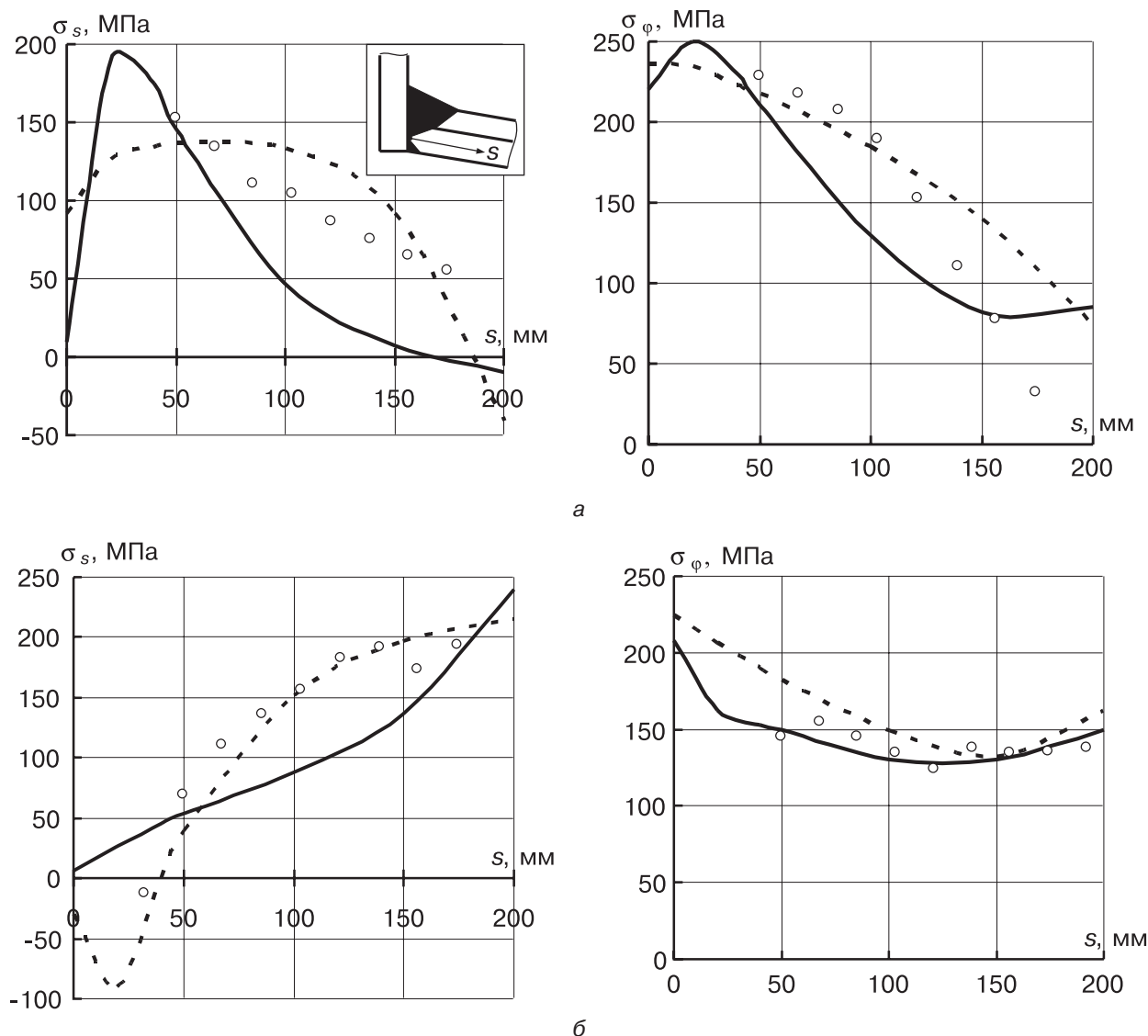


Рис. 5. Распределение напряжений в оболочке под накладкой:

а – наружная поверхность; б – внутренняя поверхность;

— – трехмерное решение; ---- – двухмерное решение; ○ – эксперимент

ветствие (в силу отмеченных выше причин) наблюдается для окружных напряжений. Конечно, трехмерное решение лучше согласуется с экспериментальными данными в первую очередь потому, что в расчете учитывается контактное взаимодействие накладки и оболочки.

3. Сравнительный анализ численных решений

Как двухмерный, так и трехмерный (без учета контактного взаимодействия) расчетные анализы показывают наличие контакта соответствующих поверхностей: радиальные пере-

мещения точек поверхности сферической оболочки под накладкой больше, чем перемещения соответствующих точек накладки. Такие перемещения относительно малы (из-за этого их трудно измерить), но контактное взаимодействие оболочек приводит к заметному отличию в расчетных напряжениях для численных решений с учетом и без учета контакта. В большей степени это касается меридиональных напряжений, так как за счет контакта существенно увеличивается изгибная жесткость двухслойного «пакета» оболочек (накладка – оболочка сосуда). Поэтому численное реше-

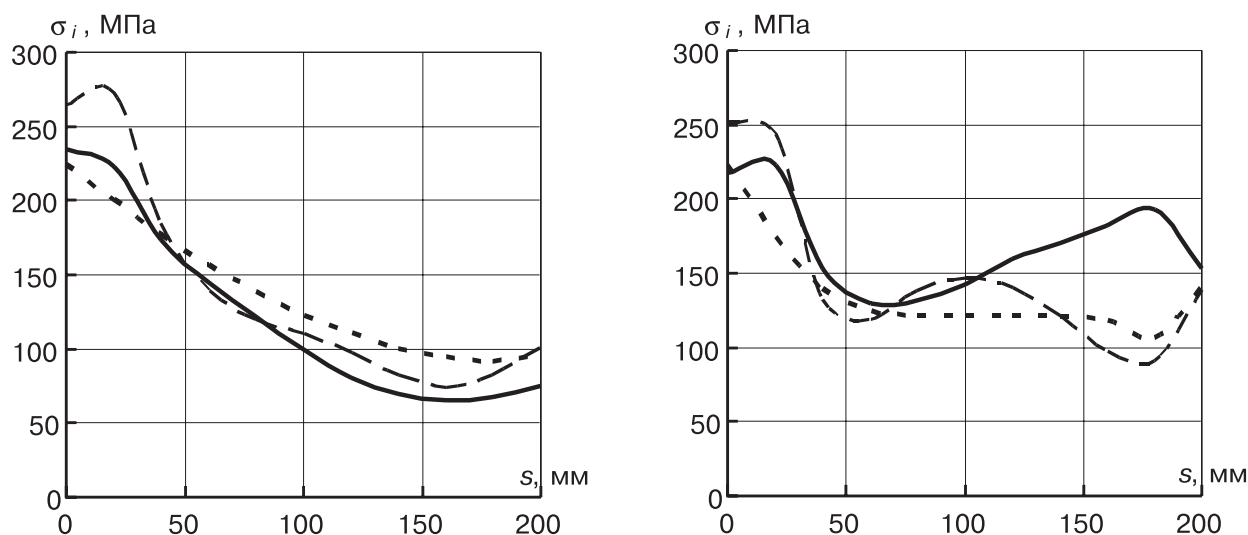


Рис. 6. Изменение эквивалентных напряжений по ширине укрепления:

- а – наружная поверхность; б – внутренняя поверхность;
 — — — — — трехмерное контактное решение (укрепление накладкой);
 - - - - - двухмерное решение (укрепление накладкой);
 двухмерное решение (монокристаллическое укрепление)

ние без учета контакта (двухмерное или трехмерное) дает завышенные напряжения по сравнению с трехмерным решением с учетом контакта.

В практических расчетах часто не делают различия между локальными укреплениями в виде накладки или сплошного утолщения оболочки (монокристаллического укрепления). Отличие в результатах для этих двух расчетных моделей локального укрепления зависит от геометрических параметров как соединения в целом, так и локального укрепления. На рис. 6 показано изменение интенсивности напряжений σ_i в рассмотренной экспериментальной модели для двух вариантов локального укрепления – монокристаллического и накладки.

Можно заметить, что трехмерное и двухмерное решения для штуцерного узла с монокристаллическим укреплением хорошо согласуются. На рис. 6 для сравнения приведены и результаты трехмерного решения с учетом контактного взаимодействия накладки и оболочки.

Интенсивность напряжений является обобщенной характеристикой напряженного состояния, общепринятой для сравнительной оцен-

ки напряженных состояний. Хотя рассматривается частный случай соединения пересекающихся оболочек с локальным укреплением, но и здесь можно сделать некоторые выводы.

Расчет штуцерного узла (соединения) с локальным укреплением в виде накладки без учета контактного взаимодействия приводит к более высокому уровню интенсивности напряжений по сравнению с напряжениями при расчете соединения с монокристаллическим укреплением или с учетом контактного взаимодействия накладки и оболочки. Расчетные значения интенсивности напряжений для соединения с монокристаллическим укреплением довольно близки к значениям напряжений, полученных при трехмерном решении с учетом контакта. В тоже время следует заметить, что для реальных сосудов давления с укреплением в виде накладного кольца характер контакта трудно предсказать вследствие геометрических несовершенств оболочек, влияния сварки и других причин, т.е. наличия технологических зазоров, приводящих к уменьшению изгибной жесткости укрепления. Поэтому при двухмерном анализе расчетные напряжения, полученные для соединения с ло-

кальным укреплением кольцевой накладкой и монолитным укреплением, можно рассматривать как верхнюю и нижнюю границы напряжений в зоне укрепления.

Заключение

Расчет сварных штуцерных узлов сосудов давления с локальным укреплением является важной практической задачей. В наименьшей степени исследовано укрепление сосуда приварной накладкой. Полный расчетный анализ такого соединения должен выполняться с учетом возможного контактного взаимодействия накладки и оболочки, что является достаточно трудоемкой и вряд ли практически целесообразной процедурой.

Представленное в работе исследование различных расчетных моделей для штуцерного узла сосуда давления с укреплением накладкой и сопоставление расчетных результатов с известными экспериментальными данными показывает возможность применения двухмерного конечно-элементного анализа на базе теории оболочек и соответствующей вычислительной программы для оценки напряжений во всех структурных частях такого соединения. Удобство подготовки исходных данных для расчета и относительно малые вычислительные затраты позволяют проводить экспресс-анализ различного типа локально укрепленных соединений в виде пересекающихся оболочек и па-

раметрический анализ для обоснованного выбора параметров укрепления.

Список литературы

1. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.
2. Скопинский В.Н. Пересекающиеся оболочки – конструктивные объекты машиностроения // Машиностроение и инженерное образование. 2005. № 2. С. 3145.
3. Белостоцкий А.М. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния и нормативная оценка прочности трубопроводных систем: достижения, проблемы и перспективы // Машиностроение и инженерное образование. 2006. № 3. С. 24–37.
4. Дмитриченко С.С., Русанов О.А. Опыт расчетов на прочность, проектирования и доводки сварных металлоконструкций мобильных машин // Тракторы и сельхозмашины. 2006. № 1. С. 8–13.
5. Skopinsky V.N. Numerical Stress Analysis in Intersecting Cylindrical Shells // Transactions of the ASME. Journal of Pressure Vessel Technology. 1993. V.115. No.3. P. 275–282.
6. Гилл С., Китчинг Р., Каннас А., Пэйн Р. Эксперименты на сферических сосудах высокого давления с подкрепляющими накладками у выходных отверстий // Расчет напряженного состояния сосудов. 1980. Вып. 24. С. 73–105.

Уважаемые читатели!

Журнал «Машиностроение и инженерное образование» в июле 2007 года включен в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степени доктора или кандидата наук.