

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПРЕДЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ В ПЕРЕСЕКАЮЩИХСЯ СФЕРИЧЕСКОЙ И ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКАХ*

В. Н. Скопинский, Н. А. Берков

В статье рассмотрены вопросы упругопластического анализа и определения предельной пластической нагрузки для соединений пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек. Расчетный анализ проводится с использованием метода конечных элементов, теории оболочек и теории пластического течения с изотропным упрочнением. Представлены результаты для радиальных и нерадиальных соединений пересекающихся оболочек при нагружении внутренним давлением. Рассмотрены вопросы определения предельного пластического давления с использованием различных кривых «давление–деформационный параметр».

Ключевые слова: пересекающиеся оболочки, упругопластический анализ, предельная нагрузка, метод конечных элементов.

Введение

Конструктивные соединения в виде патрубков или штуцеров на обечайках и днищах судов и аппаратов, работающих под давлением, относятся к категории ответственных узлов конструкций. С одной стороны, для них характерен повышенный уровень напряжений в оболочках в месте присоединения патрубка; с другой стороны, задача определения напряжений для них является сложной, и для прочностной оценки таких узлов в известных нормах прочности [1–5] наряду с принятыми методами расчета допускается применять и численные или экспериментальные методы. Пульсация величины рабочего давления в сосудах, с одной стороны, и высокая концентрация напряжений возле пересечения оболочек, с другой стороны, могут приводить к появлению местных пластических деформаций, крайне опасных в условиях действия переменных напряжений. Как показано в работе [6], применение российской нормативной базы для прочностного анализа таких узлов с использованием категорий упругих напря-

жений может приводить к существенно различающимся результатам в оценке их прочности. В связи с этим, более совершенным методом оценки прочности таких конструктивных узлов является определение предельной нагрузки на основе неупругого анализа, что и используется в современных зарубежных стандартах [3–5].

Конструктивные соединения

Сферические днища сосудов давления с патрубками относятся к типу пересекающихся оболочек. Внутреннее избыточное давление является основной нагрузкой, определяющей выбор геометрических параметров сосуда. При таком нагружении в оболочках возникает локальное и существенно неоднородное напряженное состояние, характеризующееся концентрацией напряжений в области пересечения оболочек [7].

В зависимости от взаимного положения пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек различают два типовых конструктив-

* Статья подготовлена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы, проект П2233.

ных соединения – радиальное и нерадиальное (рис. 1). (В дальнейшем цилиндрическую оболочку будем называть патрубком.)

Для таких соединений можно выделить комплекс основных геометрических параметров, оказывающих влияние на максимальные напряжения в оболочках:

$$d/D, D/H, h/H, \alpha. \quad (1)$$

Здесь d, h – средний диаметр и толщина патрубка; D, H – средний диаметр и толщина сферической оболочки; α – угол отклонения оси патрубка от радиального направления к поверхности сферической оболочки.

Влияние этих параметров на максимальные напряжения и характер деформирования оболочек является взаимосвязанным. В зависимости от значений параметров максимальными могут быть напряжения как в сферической оболочке, так и в патрубке. Для нерадиальных соединений при действии внутреннего давления максимальные упругие напряжения в оболочках всегда возрастают с увеличением α [7]. Поэтому для таких соединений с различными параметрами (1) при упругопластическом расчете появление и развитие пластических зон в оболочках может происходить по-разному.

Способы определения предельной нагрузки

При экспериментальном или расчетном анализе статического упругопластического поведения конструктивного соединения пересекающихся оболочек в зарубежных информационных источниках (например, в работе [8]), в том числе и в нормах прочности (стандартах) [3–5], применяются различные способы опреде-

ления статической предельной пластической нагрузки. Для этого строится кривая «параметр нагрузки – деформационный параметр», характеризующая процесс нагружения и деформирования конструктивного соединения из пластичного материала. При действии одной нагрузки (внутреннее давление, сила, момент) выбор параметра нагрузки очевиден. При комбинированном нагружении обычно рассматривается простое нагружение и выбирается некоторый параметр, пропорционально которому увеличивается система нагрузок. В качестве деформационного параметра обычно выбирается либо линейная деформация (интенсивность, наибольшая главная или компонента), либо характерное перемещение какой-нибудь точки. Однозначных рекомендаций по выбору деформационного параметра нет. Предельная пластическая нагрузка на указанной кривой определяется каким-либо графическим способом и/или в соответствии с выбранным критерием. Критический обзор различных критериев и способов определения предельных нагрузок сделан в работе [8]. В настоящее время наиболее часто используются способы «двойного упругого наклона» и «пересечения касательных» (рис. 2).

В первом способе из начала координат проводится прямая под углом ϕ к оси нагрузки исходя из условия $\operatorname{tg} \phi = 2 \operatorname{tg} \theta$, где θ – угол между осью нагрузки и прямой начального линейного участка кривой (см. рис. 2, а). Значение предельной пластической нагрузки определяется как ордината точки пересечения кривой и прямой двойного наклона. Для кривой «нагрузка – деформация» критерий определения предельной нагрузки по этому способу соответ-

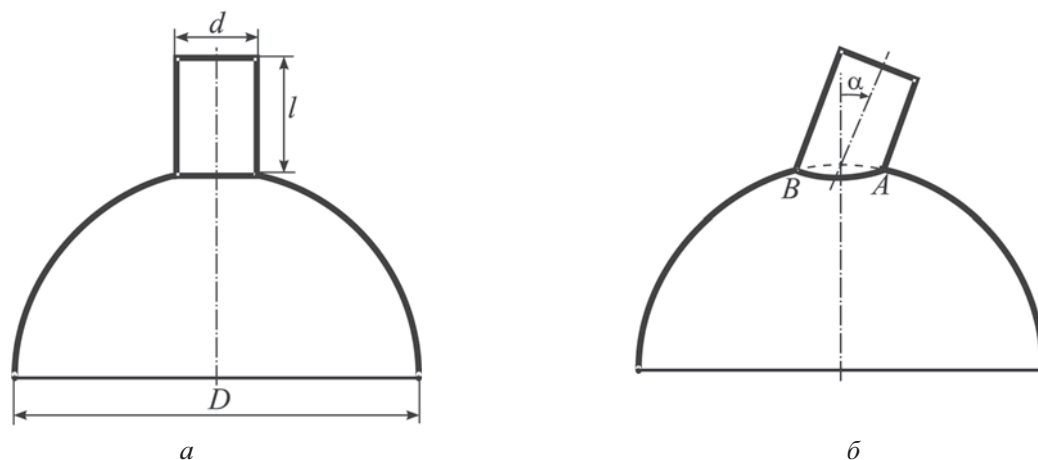


Рис. 1. Соединения пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек:

а – радиальное ($\alpha = 0$); б – нерадиальное ($\alpha > 0$);

AB – линия пересечения поверхностей оболочек

ствуется условию равенства упругой и пластической составляющих полной деформаций в этой точке. Способ двойного наклона используется в нормах ASME [3].

Во втором способе значение предельной пластической нагрузки определяется как ордината точки пересечения прямой начального линейного участка и касательной, проведенной к части кривой, характеризующей пластическое деформирование соединения (см. рис. 2, б). Если кривая не имеет четко выраженного пологого линейного участка в этой части кривой, то проведение касательной может привести к заметной погрешности в определении предельной нагрузки. Например, в нормах [5] при отсутствии точки максимума на участке кривой, где главные деформации меньше 5%, касательную рекомендуется проводить через точку, где максимальная главная деформация не превышает 5%.

Если упругопластический анализ проводится с использованием модели идеального упругопластического материала и теории малых перемещений (в геометрически линейной постановке), то кривая «нагрузка – деформационный параметр» имеет горизонтальный (или почти горизонтальный) участок (см. рис. 2, в). Предельная пластическая нагрузка определяется как ордината точек горизонтального участка кривой.

Прикладная методика упругопластического анализа

В настоящее время общим подходом для нелинейного (упругопластического) анализа конструкций является применение метода конечных элементов (МКЭ). В мировой расчетной практике используются мощные вычислительные программы на базе МКЭ (*ANSYS*, *ADINA*, *ABAQUS* и др.), позволяющие изучать многие проблемы механики. При этом возможны различные подходы для упругопластического анализа: с использованием трехмерного или двухмерного моделирования; в физическом (и геометрически) нелинейной постановке; с использованием различных моделей пластичного материала.

В данной работе применяется разработанная прикладная методика упругопластического анализа пересекающихся оболочек с использованием метода конечных элементов, теории оболочек (в геометрически линейной постановке) и теории пластического течения. Основные положения прикладной методики рассмотрены в работе [9]. Конечно-элементное моделирование осуществляется с использованием четырехугольных оболочечных элементов и криволинейных систем координат, связанных с каждой оболочкой, что обеспечивает рациональный вычислительный алгоритм. Для практической ре-

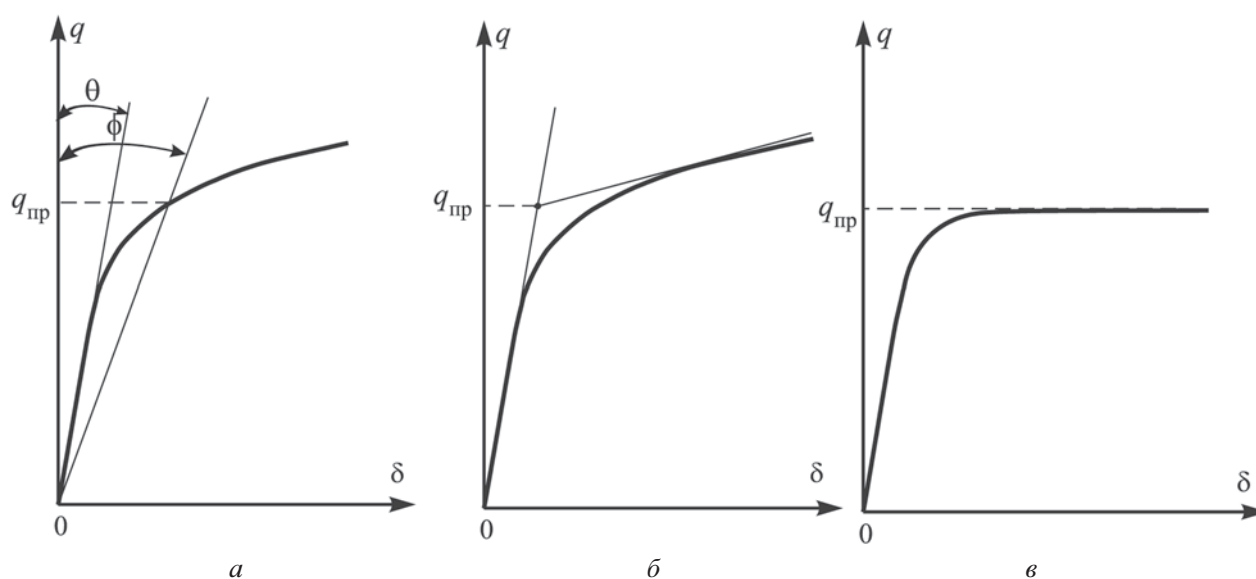


Рис. 2. Определение предельной нагрузки:

а – способом двойного наклона; б – способом пересечения касательных;
в – с использованием модели идеального упругопластического материала;
 q – параметр нагрузки; δ – деформационный параметр

лизации прикладной методики применяется разработанная специализированная вычислительная программа *SAIS*. Некоторые результаты верификации программы для упругопластического анализа приведены в работе [9], где представлено сравнение расчетных и экспериментальных данных для моделей пересекающихся цилиндрических оболочек. Особенности напряженного состояния сферической оболочки с радиальным патрубком при их упругопластическом деформировании рассмотрены в работе [10]. В ней показано, что в оболочках происходит существенное перераспределение напряжений по мере развития пластических деформаций как в меридиональном направлении, так и по толщине.

Результаты расчетов для радиального соединения

Как отмечалось выше, в настоящее время нет однозначно рекомендуемых способов определения предельной пластической нагрузки пересекающихся оболочек при нелинейном анализе. Поэтому в проведенных исследованиях соединений сферической оболочки с патрубком при нагружении внутренним давлением для определения предельной нагрузки основной акцент сделан на обосновании выбора характерной кривой «нагрузка – деформационный параметр».

В расчетном анализе радиального соединения рассматривается модель полусферической оболочки с патрубком со следующими геометрическими размерами и относительными параметрами соединения:

$$D = 1930 \text{ мм}; d = 410 \text{ мм}; H = 16 \text{ мм};$$

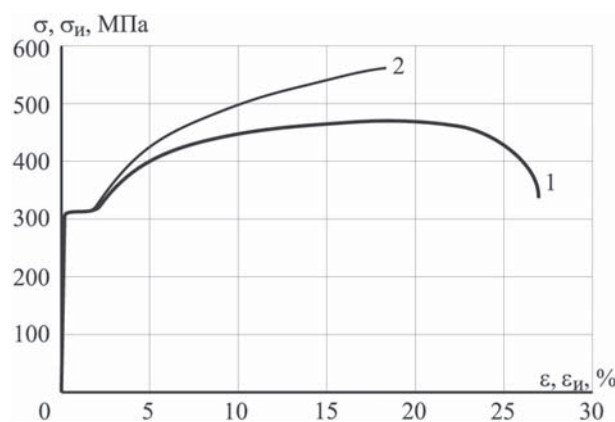


Рис. 3. Диаграммы деформирования
для стали 20:

- 1 – диаграмма условных напряжений;
2 – диаграмма истинных напряжений

$$h = 20 \text{ мм}; l = 600 \text{ мм};$$

$$d/D = 0,216; D/H = 118,7; h/H = 1,25, \quad (2)$$

где l – длина патрубка (см. рис. 1).

Материал оболочек – сталь 20. Для образцов из этого материала при нормальных условиях были проведены испытания на растяжение в лаборатории сопротивления материалов МГИУ. Полученные механические свойства стали 20: предел текучести $\sigma_T = 310$ МПа; предел прочности $\sigma_B = 470$ МПа; относительное удлинение при разрыве $\delta = 28,7\%$; относительное поперечное сужение $\psi = 66\%$; $E = 210$ ГПа. Диаграммы условных напряжений $\sigma - \epsilon$ и истинных напряжений $\sigma_n - \epsilon_n$ приведены на рис. 3.

Диаграмма истинных напряжений получена с использованием известных формул $\sigma_n = \sigma(1 + \epsilon)$, $\epsilon_n = \ln(1 + \epsilon)$ [11] и на рисунке приведена до точки, соответствующей максимальной равномерной деформации ϵ_B .

При конечно-элементном моделировании соединения учитывалось, что патрубок приваривается к оболочке: принимался сварной шов нормального очертания с катетом, равным толщине сферической оболочки (рис. 4), а область сварного шва с оболочкой представлялась элементами переменной толщины. Материал сварного шва считался равнопрочным основному материалу.

Следует принимать во внимание, что напряженное состояние в оболочках радиального соединения является осесимметричным и пластические деформации охватывают сразу всю кольцевую область пересечения. Причем с развитием пластического деформирования оболочек максимумы интенсивности напряжений как в трубке, так и в сферической оболочке смещаются от области пересечения в меридиональном направлении.

Упругопластический расчет соединения проводился при пошаговом нагружении внутрен-

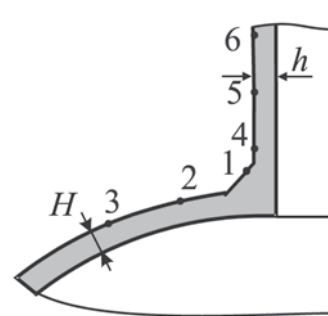


Рис. 4. Область сварного шва:
1–6 – точки определения деформаций

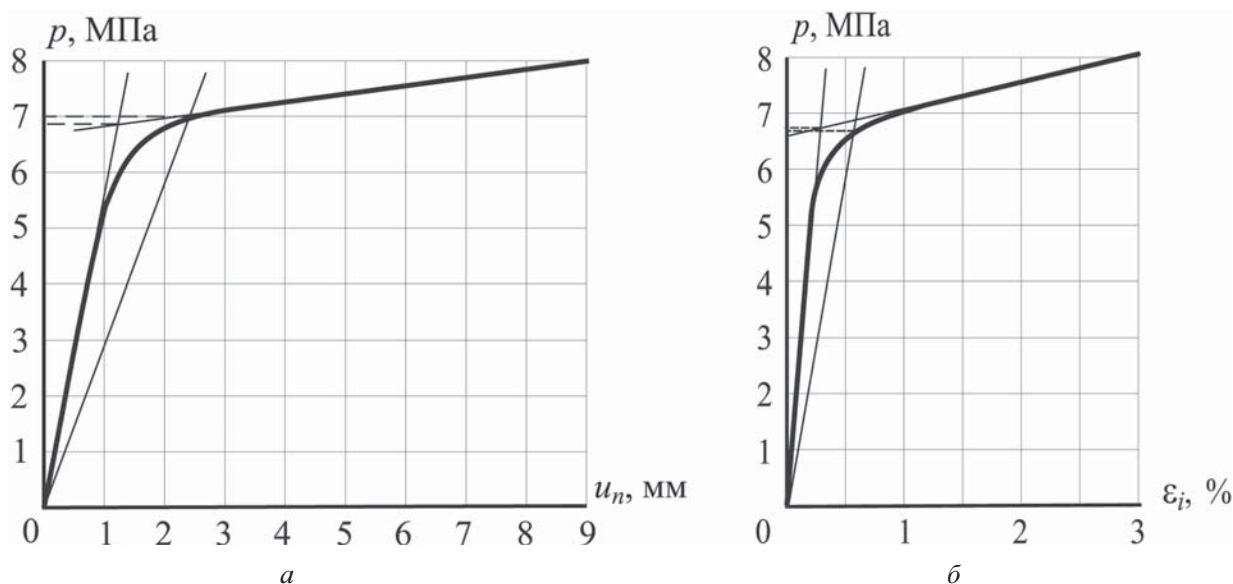


Рис. 5. Определение предельной нагрузки для точки 2:

а – кривая «давление – перемещение»; б – кривая «давление – интенсивность деформаций»

ним давлением p . Для построения кривых «давление – деформационный параметр» для каждого значения давления фиксировались значения интенсивности деформаций ε_i в выбранных точках наружных поверхностей сферической оболочки и патрубка, а также осевые перемещения u_n торцевого сечения патрубка. Положения таких точек приведены на рис. 4: для сферической оболочки – точки 1, 2, 3, расположенные, соответственно, на расстояниях 2, 18, 32 мм от наружной поверхности патрубка; для патрубка – точки 4, 5, 6, находящиеся на расстояниях 2, 18, 28 мм от сварного шва соответственно.

Для рассматриваемого радиального соединения предельная пластическая нагрузка $p_{пр}$ определялась по кривым $p - u_n$ и $p - \varepsilon_i$ (для всех указанных точек) двумя способами: двойного упругого наклона и пересечения касательных (рис. 5). (Как пример на рис. 5, б показана кривая для точки 2 сферической оболочки.)

Полученные расчетные данные для радиального соединения представлены в табл. 1, где введены обозначения: $p_{пр}^{20}$, $p_{пр}^T$ – значения предельного давления, определенные способами двойного упругого наклона и пересечения касательных, соответственно.

Значения в последнем столбце получены с использованием кривой $p - u_n$.

Для всех рассматриваемых кривых наблюдался достаточно хорошо выраженный прямолинейный участок для зоны упругопластического деформирования оболочек, за исключением кривой для точки 6, где в диапазоне $0,5 < \varepsilon_i^{(6)} < 2\%$ она имела выпуклый характер, что затрудняло однозначное проведение касательной.

Результаты оказались весьма близкими, что показывает не только адекватность обоих способов определения предельной нагрузки, но и возможность использования различных кривых (с разными деформационными параметрами), а также для разных точек оболочек, где определяется упругопластическая деформация. Средние значения предельного давления по кривым «давление – деформация» составили $p_{пр}^{20} = 6,73$ МПа и $p_{пр}^T = 6,72$ МПа.

В работе [8] рекомендуется выбирать пару «нагрузка–деформационный параметр» такой, чтобы соответствующая кривая характеризовала упругопластическую работу. В этом плане наиболее подходящей является кривая

Таблица 1

Значения предельного давления (радиальное соединение)

Оболочка	Сфера			Патрубок			
Точки	1	2	3	4	5	6	тор. сечение
$p_{пр}^{20}$, МПа	6,76	6,68	6,62	6,64	6,77	6,90	7,0
$p_{пр}^T$, МПа	6,76	6,72	6,65	6,73	6,70	6,76*	6,8

* неоднозначное определение предельной нагрузки.

«давление–осевое перемещение торцевого сечения патрубка», так как для используемого обобщенного перемещения соответствующей обобщенной силой является равнодействующая от внутреннего давления на торце патрубка $F = p \cdot \pi d^2 / 4$. Что касается способов определения предельной нагрузки, то несмотря на довольно близкие полученные результаты все же предпочтительным является способ двойного упругого наклона, имеющий ясный критерий. Кроме того, для способа пересечения касательных присутствует субъективизм, и возможна неконтролируемая ошибка в случае непрямолинейного участка общей кривой в зоне упругопластического деформирования оболочек.

Результаты анализа нерадиальных соединений

Расчетный нелинейный анализ также был проведен для нерадиальных соединений, нагруженных внутренним давлением. Это более сложная задача, чем нелинейный анализ радиального соединения, которая потребовала и больших вычислительных ресурсов. Напряженное состояние в оболочках нерадиального соединения является неосесимметричным, и концентрация напряжений выражена в большей степени, чем в радиальном соединении. Как показывает упругий анализ [7], в нерадиальных соединениях заметное влияние на напряженное состояние и характер деформирования оболочек оказывает угловой параметр α . Наибольшие напряжения в оболочках возникают в главной плоскости, где расположены оси

обеих оболочек – в зонах острого и тупого углов сопряжения поверхностей оболочек (на рис. 1, б зоны А и В, соответственно). Поэтому в этих областях начинается пластическое деформирование оболочек, постепенно развиваясь в меридиональном направлении каждой оболочки и в окружном направлении по области пересечения, а также и по толщине оболочек.

Нелинейный анализ выполнялся для нерадиальных соединений с параметрами (2) и при различных значениях угла отклонения оси патрубка α . Вследствие симметрии соединения относительно главной плоскости расчет проводился для половины соединения. Для построения кривых «давление – перемещение» использовались значения осевых перемещений в трех точках торцевого сечения патрубка (две диаметральных точки и одна посередине полуокружности). Для построения кривых «давление–деформация» использовались значения интенсивности деформаций в точках наружной поверхности сферической оболочки и патрубка: соответственно по две точки в главной плоскости, в зонах острого и тупого улов сопряжения, и по две точки в промежуточных плоскостях – на расстояниях 18 и 34 мм от линии пересечения наружных поверхностей оболочек (всего 12 точек). Для определения предельного пластического давления использовались оба вышеуказанных способа. Вследствие неоднородности напряженного состояния в области пересечения оболочек и вблизи нее наблюдался определенный разброс значений предельного давления для разных точек и при использовании разных способов. Причем

Таблица 2

Значения предельного давления

	$\alpha = 0$	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 45^\circ$
	Кривая $p - u_n$			
$p_{пр}^{20}$, МПа	7,0	6,90	6,80	6,15
$p_{пр}^T$, МПа	6,8	6,87	6,75	6,24
	Кривая $p - \epsilon_i$, сферическая оболочка			
$p_{пр}^{20}$, МПа	6,69	6,05	5,48	5,33
$p_{пр}^T$, МПа	6,71	6,88	6,76	6,24
	Кривая $p - \epsilon_i$, патрубок			
$p_{пр}^{20}$, МПа	6,77	6,45	6,23	5,35
$p_{пр}^T$, МПа	6,73	6,85	6,73	6,27

большой разброс отмечался при использовании способа двойного упругого наклона. Следует заметить, что наименьшие значения предельного давления получались в точках в области острого угла сопряжения оболочек. Осредненные значения предельного давления для радиального и нерадиального соединений для указанных характерных точек приведены в табл. 2.

Колебание значений предельного давления относительно небольшое и находится в пределах погрешности графического определения давления. При этом прослеживается тенденция уменьшения предельного давления с увеличением углового параметра α , что объясняется повышением уровня максимальных напряжений в оболочках. Таким образом, несущая способность нерадиального соединения меньше, чем соответствующего радиального.

Заключение

Определение предельной нагрузки в соединениях пересекающихся оболочек с использованием средств нелинейного анализа является весьма важной прикладной проблемой. В работе рассмотрены различные аспекты этой проблемы для соединений пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек: методы упруго-пластического анализа оболочек; численная реализация; способы определения предельной нагрузки; выбор характерной кривой «нагрузка–деформационный параметр». Полученные результаты анализа показывают не только сложность решаемой задачи, но и необходимость дальнейшего исследования проблемы нелинейного анализа пересекающихся оболочек, в частности, рассмотрение влияния геометрических параметров различных соединений пересекающихся оболочек.

Список литературы

1. ГОСТ Р 52857.3–2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укре-

пление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях».

2. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор. – М.: Энергоиздат, 1989. – 525 с.
3. ASME. Boiler and Pressure Vessel Code. Sections II and VIII. New York: American Society for Mechanical Engineers. 2004.
4. PD 5500:2006 Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels. London: British Standards Institution. 2006.
5. EN 13445. Unfired Pressure Vessels. Part 3: Design. European Committee for Standardisation (CEN). 2002.
6. Вожова Н.В., Вольфсон Б.С. Оценка статической прочности штуцерного узла сепаратора с использованием трехмерного конечно-элементного моделирования // Машиностроение и инженерное образование. 2009. № 4. С. 45–51.
7. Скопинский В.Н. Напряжения в пересекающихся оболочках. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 400 с.
8. Gerdeen J.C. A critical evaluation of plastic behavior data and a unified definition of plastic loads for pressure components // Welding Research Council Bulletin. 1979. No. 254. P. 1–64.
9. Берков Н.А., Скопинский В.Н. Упругопластическое деформирование пересекающихся цилиндрических оболочек // Машиностроение и инженерное образование. 2008. № 4. С. 44–51.
10. Скопинский В.Н., Берков Н.А. Упругопластический анализ напряжений в пересекающихся сферической и цилиндрической оболочках // Известия МГИУ. 2009. № 3. С. 47–50.
11. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.

Материал поступил в редакцию 14.01.2010

СКОПИНСКИЙ Вадим Николаевич

E-mail: skopin-j@mail.msiu.ru
Тел. +7-495-677-29-17

Профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой сопротивления материалов МГИУ. Специалист в области механики тонкостенных оболочек, численных методов анализа. Автор 1 монографии и более 120 научных трудов.

БЕРКОВ Николай Андреевич

E-mail: berkov@mail.ru
Тел. +7-495-677-26-20

Кандидат технических наук, доцент кафедры общей и прикладной математики МГИУ. Область научных интересов – теория упругости и теория оболочек, численные методы анализа. Автор 25 научных трудов.