

УДК 539.3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ В СФЕРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ С ПАТРУБКОМ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ

В.Н. Скопинский¹, А.Н. Семенов², Р.А. Вожов³

¹МГИУ, Москва, Российская Федерация

e-mail: skopin-j@mail.ru

²МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

e-mail: sm1@bmstu.ru

³ОАО “ОКБ “ГИДРОПРЕСС”, Подольск, Моск. обл., Российская Федерация

e-mail: grpress@grpress. podolsk.ru

Приведена прикладная методика упругопластического анализа и определения предельных пластических нагрузок для сферической оболочки с патрубком при комбинированном нагружении. Численный упругопластический анализ конструктивных соединений пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек выполнен с использованием метода конечных элементов, теории оболочек и теории пластического течения. Для конечно-элементного анализа пересекающихся оболочек использованы модифицированная смешанная вариационная формулировка и двумерные четырехугольные элементы со специальной схемой независимой аппроксимации полей перемещений и деформаций в элементе. Прикладная методика реализована с применением разработанной специализированной вычислительной программы SAIS. Рассмотрен вариант комбинированного нагружения соединения внутренним давлением и изгибающим моментом при их пропорциональном возрастании. Для конкретной модели полусферической оболочки с патрубком получена обобщенная кривая предельных пластических нагрузок.

Ключевые слова: сферическая оболочка, патрубок, упругопластический анализ, метод конечных элементов, комбинированное нагружение, критерий определения предельной пластической нагрузки.

THE LIMIT PLASTIC LOAD DETERMINATION IN A SPHERICAL SHELL WITH A BRANCH PIPE UNDER COMBINED LOADING

V.N. Skopinskii¹, A.N. Semenenko², R.A. Vozhov³

¹Moscow State Industrial University, Moscow, Russian Federation

e-mail: skopin-j@mail.ru

²Bauman Moscow State Technical University

e-mail: sm1@bmstu.ru

³ОАО “ОКБ “ГИДРОПРЕСС”, Podol'sk, Moscow Region, Russian Federation

e-mail: grpress@grpress. podolsk.ru

An applied procedure of the elastic-plastic analysis and the limit plastic load determination is given for a spherical shell with a branch pipe under combined loading. The numerical elastic-plastic analysis of structural connections of the intersecting spherical and cylindrical shells is performed using the finite-element method, theory of shells, and theory of plastic flow. The modified mixed variational statement and two-dimensional tetragonal elements with a special scheme of independent approximation of the displacement and deformation fields in an element

are used for the finite-element analysis of intersecting shells. The applied procedure is implemented using the developed ad hoc software SAIS. A variant of combined loading of the connection by internal pressure and bending moment with their proportional growth is considered. A generalized curve of limit plastic loads is obtained for a particular model of hemispherical shell with a branch pipe.

Keywords: spherical shell, branch pipe, elastic-plastic analysis, finite-element method, combined loading, criterion for determining limit plastic load.

Сосуды и аппараты, работающие под давлением, нередко имеют полусферические днища с патрубками (или штуцерами). Основной эксплуатационной нагрузкой является внутреннее избыточное давление, однако при проектировании сосудов обычно требуется учитывать внешние силы и моменты, передаваемые на патрубок со стороны присоединяемых трубопроводов. Как правило, эти механические нагрузки в виде сил и моментов задаются приближенно. Поэтому необходимо оценить критические случаи нагружения, чтобы предупредить возможную потерю несущей способности конструкции.

В настоящее время в различных зарубежных нормах прочности для сосудов давления и трубопроводов регламентируются три вида прочностного анализа конструкций [1–3], основанные на линейном анализе напряженного состояния и использовании категорий упругих напряжений; на классическом предельном анализе; на нелинейном анализе.

В последние годы наибольшее внимание уделяется исследованиям на основе нелинейного анализа [4]. Один из подходов к оценке допускаемых нагрузок основан на определении предельных пластических нагрузок, вызывающих недопустимое пластическое деформирование конструкции. Однако исследований в этой области для сосудов с патрубками и соединений трубопроводов в случае совместного действия нескольких нагрузок крайне мало, в частности, для сферической оболочки с патрубком.

Одна из первых задач оценки предельной нагрузки сферической оболочки с радиальным патрубком при действии внутреннего давления была рассмотрена А.Н. Семененко [5, 6] при использовании методов предельного анализа конструкций. Были определены нижняя и верхняя границы предельного давления для расчетных случаев патрубка с фланцем и без него.

В работе [7] приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований для стальных моделей сферической оболочки с радиальным толстостенным патрубком для различных случаев комбинированного действия внутреннего давления и какой-либо внешней нагрузки, приложенной к патрубку (осевая сила, момент в плоскости, сдвигающая сила). Теоретические результаты получены на основе классического предельного анализа с использованием диаграммы

Прандтля. Экспериментально подтверждено, что дополнительное действие сил или момента приводит к более низкой несущей способности рассматриваемого соединения, чем только от действия внутреннего давления.

В работах [8, 9] приведены результаты конечно-элементного нелинейного анализа и экспериментального исследования для определения предельных нагрузок в торосферическом днище с нецентральной вертикальным патрубком, рассмотрены различные виды комбинированного нагружения (например, случай, когда помимо внутреннего давления действует осевая сила или изгибающий момент). Для определения предельной пластической нагрузки использован метод двойного упругого наклона. В работе [10] рассмотрено применение критерия кривизны пластической работы к определению предельной пластической нагрузки в полусферическом днище сосуда с радиальным локально укрепленным патрубком при совместном действии внутреннего давления и изгибающего момента. Расчетный нелинейный анализ выполнялся с использованием программы ANSYS и трехмерных 20-узловых элементов.

Таким образом, определение предельных нагрузок для узлов присоединения патрубка к сосуду давления при комбинированном нагружении является актуальной задачей. При этом особый интерес представляет использование обоснованного метода (или критерия) для определения предельной пластической нагрузки. Так, применение таких известных методов, как метод двойного упругого наклона или метод пересечения касательных [11] с использованием некоторых характеристических кривых не оправдан из-за неоднозначности выбора параметра нагрузки и деформационного параметра. Предпочтительным является использование концепции пластической работы [10–12].

В расчетах на прочность узлы присоединения патрубков или штуцеров к корпусу или днищу сосуда давления обычно рассматривают как соединения пересекающихся оболочек [13]. В зоне сопряжения патрубка со сферической оболочкой при действии различных нагрузок возникает существенно неоднородное напряженное состояние, характеризующееся относительно высоким уровнем концентрации напряжений. При этом наиболее высокая концентрация напряжений наблюдается при действии изгибающего момента на патрубок. Поэтому, кроме напряжений от внутреннего давления, заметны напряжения от изгибающего момента, приложенного к патрубку, что следует учитывать при прочностном анализе.

При совместном действии нескольких нагрузок их можно представить в виде множества $\mathbf{Q} = \{q_1, q_2, q_3, \dots, q_n\}$, где n — число отдельных нагрузок q_i ($i = \overline{1, n}$). В процессе нагружения конструкции

отдельные нагрузки изменяются от нуля до некоторых максимальных значений, определяющих множество Q_m . В данном расчетном исследовании предполагается пропорциональное (простое) нагружение сферической оболочки с патрубком, при котором каждая нагрузка возрастает пропорционально некоторому параметру (множителю) λ : $Q = \lambda Q_m$, где $0 \leq \lambda \leq 1$.

Для нелинейного (упругопластического) анализа конструктивных соединений в виде пересекающихся оболочек применяется разработанная прикладная методика, включающая в себя метод конечных элементов (МКЭ), с использованием смешанной модели оболочечного четырехугольного элемента, теорию оболочек, теорию пластического течения с изотропным упрочнением и критерием Хубера–Мизеса, итерационную процедуру метода начальных напряжений. Конечно-элементный анализ пересекающихся оболочек выполняется с применением модифицированной смешанной вариационной формулировки [13], в которой используют независимые поля аппроксимации перемещений и деформаций в элементе. Разработанные смешанные модели оболочечных элементов позволяют в наиболее полной степени представлять перемещения элемента как жесткого целого, что особенно важно при расчете соединений пересекающихся оболочек, нагруженных изгибающим моментом.

В настоящем исследовании предельные пластические нагрузки, которые характеризуют значительный рост пластических деформаций и формирование механизма пластического разрушения конструкции при комбинированном нагружении, определяются по разработанному критерию максимума скорости возрастания относительной пластической работы [14, 15]. Достоинством этого критерия является обоснованность процедуры определения предельной пластической нагрузки (или параметра пропорциональности) и применимость к любому виду статического нагружения – действию отдельной нагрузки или совместному действию нескольких нагрузок.

При расчете по МКЭ вычисляются такие интегральные характеристики упругопластического деформирования конструкции, как работа упругих деформаций W_{el} , полная пластическая работа W_{pl} и полная работа деформаций W [16]:

$$W_{el} = \sum_{N_e} W_{el}^e = \sum_{N_e} \int_{V_e} \left(\frac{\sigma_i^2}{6G} + \frac{K\theta^2}{2} \right) dV; \quad (1)$$

$$W_{pl} = \sum_{N_{pe}} W_{pl}^e = \sum_{N_{pe}} \left(\int_0^{\varepsilon_i^p} \sigma_i d\varepsilon_i^p \right) dV; \quad (2)$$

$$W = \sum_{N_e} W^e = \sum_{N_e} \int_{V^e} \left(\int_0^{\varepsilon_i} \sigma_i d\varepsilon_i + 0,5K\theta^2 \right) dV, \quad W = W_{el} + W_{pl}, \quad (3)$$

где σ_i — интенсивность напряжений; G — модуль сдвига материала; K — объемный модуль упругости; θ — объемная деформация; ε_i^p — интенсивность пластических деформаций; ε_i — интенсивность деформаций; N_{pe} — число элементов, в которых наступило состояние текучести материала; N_e — общее число элементов; V^e — объем элемента.

Для анализа упругопластического деформирования соединений пересекающихся оболочек при пропорциональном комбинированном нагружении используются следующие параметры:

— относительная пластическая работа

$$C_p = W_{pl}/W, \quad 0 \leq C_p < 1; \quad (4)$$

— скорость возрастания относительной пластической работы при увеличении нагрузки

$$C'_p = dC_p/d\lambda. \quad (5)$$

Параметр C_p является интегральным показателем развития пластических деформаций в конструкции, причем функция $C_p(\lambda)$ всегда является монотонно возрастающей.

Как показали расчеты, для различных соединений пересекающихся оболочек зависимость $C'_p(\lambda)$ изменяется не монотонно и имеет локальный максимум при некотором значении параметра λ . В связи с этим для нахождения предельного параметра пропорциональности λ^* при определенных максимальных значениях отдельных нагрузок для множества \mathbf{Q}_m используется условие $C'_p(\lambda) = \max$, т.е. применяется критерий максимума скорости возрастания относительной пластической работы.

Прикладная методика, включающая в себя упругопластический расчет пересекающихся оболочек и определение предельного параметра пропорциональности λ^* на основе разработанного критерия, реализуется с использованием специализированной вычислительной программы SAIS [13], которая постоянно развивается применительно к комплексу линейных и нелинейных задач по проблеме пересекающихся оболочек. Программа имеет интерфейс для ввода исходных данных, автоматизированный генератор конечно-элементной модели расчетного соединения пересекающихся оболочек, постпроцессор для визуализации расчетных результатов.

Рассмотрим применение разработанной прикладной методики к определению предельных пластических нагрузок для полусферической оболочки с патрубком (рис. 1). Положение патрубка относительно

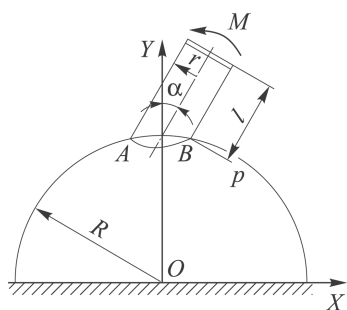


Рис. 1. Полусферическая оболочка с нерадиальным патрубком

сферической оболочки определяется угловым параметром α : различают радиальное ($\alpha = 0$) и нерадиальное ($\alpha > 0$) соединения. Поскольку из внешних сил и моментов дополнительные напряжения наибольшего уровня вызывает действие изгибающего момента, то комбинированное нагружение рассматривается при совместном действии внутреннего давления p и изгибающего момента M в главной плоскости OXY соединения.

Для соединений пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек можно выделить комплекс основных относительных геометрических параметров, влияющих на напряженное состояние соединения [13]:

$$\frac{r}{R}, \frac{R}{H}, \frac{h}{H}, \alpha, \quad (6)$$

где R , H — радиус срединной поверхности и толщина сферической оболочки; r , h — радиус срединной поверхности и толщина цилиндрической оболочки (патрубка).

Параметр r/R определяет степень ослабления сферической оболочки за счет наличия отверстия под патрубок. Параметр h/H характеризует относительную жесткость оболочек соединения в области пересечения. Традиционные параметры R/H , r/h теории оболочек характеризуют степень тонкостенности оболочек.

Сосуды и аппараты давления чаще всего изготавливают из углеродистых и низколегированных сталей, являющихся весьма пластичными материалами. При упругопластическом анализе необходимо учитывать не только основные механические свойства материала, но и интегральную характеристику — диаграмму деформирования материала. В расчетном анализе принято, что сферическая оболочка и патрубок изготовлены из малоуглеродистой стали 20пс, для которой механические свойства и диаграмма условных напряжений, имеющая площадку текучести, получены при испытании стандартных образцов в лаборатории сопротивления материалов ФГБОУ ВПО “МГИУ”: модуль Юнга $E = 210$ ГПа, предел текучести $\sigma_T = 309$ МПа, предел прочности $\sigma_B = 465$ МПа.

В расчете используется полигональная аппроксимация диаграммы истинных напряжений $\sigma_{и}-\varepsilon_{и}$, которая получена из реальной диаграммы условных напряжений $\sigma-\varepsilon$ пересчетом напряжений и деформаций по формулам [17]: $\sigma_{и} = \sigma(1 + \varepsilon)$, $\varepsilon_{и} = \ln(1 + \varepsilon)$. Значения напряжений

и деформаций в выбранных точках диаграммы (до точки пластической неустойчивости) приведены в таблице.

Номер точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\sigma_{и}$, МПа	0	309	313	318	324	397	437	467	506	531	544	553
$\varepsilon_{и}$, %	0	0,148	1,76	1,86	2,06	3,94	5,75	7,51	10,82	13,92	15,45	16,76

С учетом симметрии соединения относительно плоскости OXY конечно-элементный анализ проводили для половины соединения. Считали, что на торце патрубка установлена крышка, через которую на оболочку передаются осевые силы от внутреннего давления. Кроме того, рассматривали сварное соединение оболочек, поэтому в расчетной модели введен сварной шов с катетом, равным 1,5 Н, который учитывали в расчете, применяя элементы оболочки переменной толщины. В целях уменьшения временных затрат расчетного анализа применяли нерегулярную сетку элементов со сгущением ее к области пересечения оболочек, где наблюдались максимальные напряжения.

В качестве примера приведем результаты применения разработанной прикладной расчетной методики для модели полусферической оболочки с патрубком, имеющей следующие геометрические размеры (см. рис. 1): $R = 200$ мм, $r = 40$ мм, $H = 4$ мм, $h = 3$ мм, $l = 100$ мм, где l — длина патрубка.

Таким образом, соединение пересекающихся сферической и цилиндрической оболочек характеризуется такими относительными геометрическими параметрами:

$$\frac{R}{H} = 50, \quad \frac{r}{R} = 0,2, \quad \frac{h}{H} = 0,75. \quad (7)$$

Расчетный упругопластический анализ и определение предельных пластических параметров нагрузки с использованием разработанного критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы проводили для радиального и нерадиального соединений, как при отдельном действии внутреннего давления (p) и изгибающего момента (M), так и при их совместном действии ($p-M$).

Для радиальных соединений при действии отдельных нагрузок области наибольших напряжений в оболочках совпадают. Для нерадиальных соединений наибольшие напряжения в оболочках и начальные пластические деформации возникают в различных зонах области пересечения (см. рис. 1): в зоне B — зоне острого угла сопряжения поверхностей оболочек (при действии внутреннего давления); в зоне A — зоне тупого угла сопряжения поверхностей оболочек (при

действии момента M). При комбинированном нагружении и доминирующем влиянии внутреннего давления на напряжения в оболочках, наибольшие напряжения наблюдаются в зоне B .

С увеличением нагрузки область пластического деформирования оболочек расширяется: пластические деформации распространяются как по толщине оболочек, так и по области пересечения (линия AB) и вблизи нее.

Для параметрического анализа предельные пластические нагрузки удобнее представить в относительном виде:

$$\bar{p}_{пр} = p_{пр}/p_T, \quad p_T = 2\sigma_T/(R/H); \quad (8)$$

$$\bar{M}_{пр} = M_{пр}/M_T, \quad M_T = \sigma_T W, \quad W = \pi d_n^3(1-c^4)/32, \quad c = (d-h)/(d+h), \quad (9)$$

где p_T — давление, при котором значение интенсивности напряжений в сферической оболочке без отверстия равно значению предела текучести ($\sigma_i = \sigma_T$); M_T — изгибающий момент в консольной трубе при $\sigma_{i\max} = \sigma_T$.

Для рассматриваемого комбинированного нагружения ($p-M$) расчетной задачей является определение наборов параметров нагрузок, вызывающих недопустимое пластическое деформирование конструкции, на основе выбранного критерия. Предполагая пропорциональное изменение нагрузок, в данном случае множество представим в следующем виде:

$$\mathbf{Q}_m = \lambda\{p_m, M_m\}, \quad (10)$$

где p_m, M_m — максимальные расчетные значения внутреннего давления и изгибающих моментов.

Задавая различные комбинации максимальных значений внутреннего (p_m) и изгибающего (M_m) моментов, определяли значения предельного параметра пропорциональности λ^* , соответствующего условию $C'_p(\lambda) = \max$.

Для иллюстрации применения критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы для нерадиального соединения (7) при $\alpha = 30^\circ$ на рис. 2 приведен график зависимости $C'_p(\lambda)$ для варианта пропорционального комбинированного нагружения, определяемого множеством $\mathbf{Q}_m = \lambda(7; 0,8)$ (p , МПа; M , кН·м), и показано определение предельного параметра $\lambda^* = 0,85$. Этому значению λ^* соответствуют значения относительных параметров $C_p = 0,316$ и $W_p/W_e = 0,463$, т.е. в оболочках соединения наблюдается заметное развитие механизма пластического деформирования. Распределение интенсивностей напряжений σ_i на наружных поверхностях оболочек при $\lambda^* = 0,85$, полученное с использованием пост-процессора программы SAIS, показано на рис. 3.

Каждому значению предельного параметра λ^* соответствует пара значений предельных пластических нагрузок (p^* , M^*), используя которые можно построить обобщенные кривые предельных пластических нагрузок для конкретного соединения пересекающихся оболочек. Для рассматриваемой сферической оболочки с патрубком такие кривые для радиального ($\alpha = 0$) и нерадиального ($\alpha = 30^\circ$) соединений приведены на рис. 4, где каждая из нагрузок представлена относительными параметрами с использованием формул (8) и (9):

$$p^* = p^*/p_T, \quad M^* = M^*/M_T.$$

Обобщенные кривые построены по 8 расчетным точкам, параметры крайних точек кривых (точек на осях ординат и абсцисс) определяются значениями относительных предельных пластических нагрузок

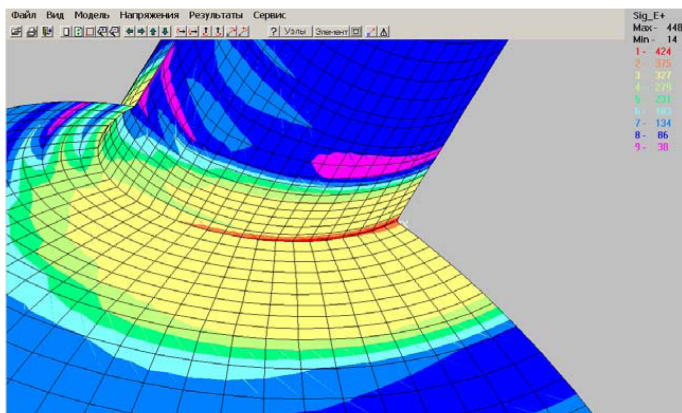


Рис. 3. Области наибольших напряжений (интенсивности напряжений на наружной поверхности оболочек) при комбинированном нагружении сферической оболочки с нерадиальным патрубком

Рис. 4. Обобщенная кривая предельных пластических нагрузок:
1 — радиальное соединение; 2 — нерадиальное соединение ($\alpha = 30^\circ$)

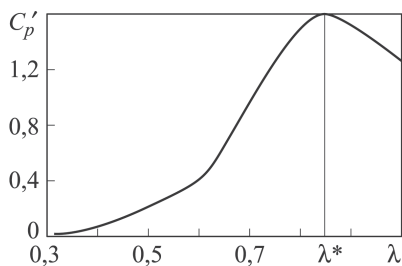
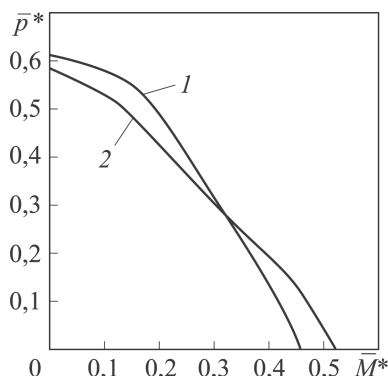


Рис. 2. Определение параметра λ^* комбинированного нагружения с применением критерия $C_p'(\lambda) = \max$



зок при каждом раздельном нагружении конструкции. Можно обратить внимание на изменение кривой для нерадиального соединения по сравнению с кривой для радиального соединения. С увеличением угла α возрастают максимальные напряжения от давления (в зоне острого угла сопряжения поверхностей) и уменьшаются напряжения от момента (за счет увеличения длины области пересечения). Поэтому уменьшается предельное пластическое давление $p_{пр}$ и увеличивается предельный пластический момент $M_{пр}$.

Таким образом, в работе показано применение прикладной расчетной методики упругопластического анализа и разработанного критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы к определению предельных пластических нагрузок при комбинированном нагружении сферической оболочки с патрубком. Если число рассматриваемых нагрузок будет больше двух, то тогда получаются не предельные обобщенные кривые, а более сложные геометрические представления.

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации.

ЛИТЕРАТУРА

1. *The Boiler and Pressure Vessel Code. Sec. II and VIII, Division land 2.*
2. *BSI. PD 5500:2006 Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels. Brit. St. Ins. BSI.PD5500:2006. London, 2006.*
3. *Unfired Pressure Vessels. Part 3: Design. European Committee for Standardisation (CEN). EN13445. 2002.*
4. *Скопинский В.Н. К проблеме определения предельной пластической нагрузки для пересекающихся оболочек // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2010. № 6. С. 18–21.*
5. *Семенов А.Н. Несущая способность нагруженной внутренним давлением осесимметричной сферической оболочки, сопряженной с открытым цилиндрическим патрубком // Изв. вузов. Машиностроение. 1966. № 4. С. 27–34.*
6. *Семенов А.Н. Несущая способность нагруженной внутренним давлением осесимметричной сферической оболочки, сопряженной с заглушенным цилиндрическим патрубком // Изв. вузов. Машиностроение. 1966. № 5. С. 31–37.*
7. *Palusamy S., Lind N.C. Influence of external loads on pressure carrying capability of outlet connections // Int. Engrg. Ind. 1973. No. 2. P. 113–120.*
8. *Hsieh M.F., Moffat D.G., Mistry J. Nozzles in the knuckle region of a torispherical head: limit load interaction under combined pressure and piping loads // International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2000. Vol. 77. No. 13. P. 807–815.*
9. *Hsieh M.F., Moreton D.N., Mistry J., Moffat D.G. Limit loads for knuckle-encroaching nozzles in torispherical heads: experimental verification of finite element predictions // Journal of Strain Analysis. 2002. Vol. 37. No. 4. P. 313–326.*
10. *Naruse T., Mackenzie D., Camilleri D. Gross plastic deformation of a hemi-spherical head with cylindrical nozzle: a comparative study // ASME 2007 Pressure Vessels and Piping Conference. San Antonio, Texas, USA. 2007. July 22–26. Vol. 3: Design and Analysis. P. 431–438.*

11. Gerdeen J.C. A critical evaluation of plastic behavior data and a unified definition of plastic loads for pressure components // WRC Bulletin. 1979. No. 254. P. 1–64.
12. Muscat M., Mackenzie D., Hamilton R. A work criterion for plastic collapse// International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2003. Vol. 80. No. 1. P. 49–58.
13. Скопинский В.Н. Напряжения в пересекающихся оболочках. М.: АНО “Физматлит”, 2008. 400 с.
14. Скопинский В.Н., Берков Н.А., Вожова Н.В. Новый критерий определения предельной нагрузки в сосудах давления с патрубками // Машиностроение и инженерное образование. 2011. № 3. С. 50–57.
15. Skopinsky V.N. and Berkov N.A. New Criterion for the Definition of Plastic Limit Load in Nozzle Connections of Pressure Vessels // J. Pressure Vessel Technol. 2013. Vol. 135. No. 2, 021206 (Mar 18, 2013) (6 pages) doi:10.1115/1.4007188.
16. Ильюшин А.А. Пластичность. М.: ГИТТЛ, 1948. 376 с.
17. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.

REFERENCES

- [1] The Boiler and Pressure Vessel Code. Sections II and VIII, Division I and 2. *Am. Soc. Mech. Engineers. 2004 Ed. Publ. Cases Interpret. Iss. ASME*. New York. 2004.
- [2] Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels. *Brit. St. Ins. BSI. PD 5500:2006*. London, 2006.
- [3] Unfired Pressure Vessels. Part 3: Design. *Europ. Com. St. (CEN)*. EN 13445. 2002.
- [4] Skopinskiy V.N. On the problem of determination plastic the limit load for intersecting shells. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie* [Chemical and Petroleum Engineering], 2010, no. 6, pp. 18–21 (in Russ.).
- [5] Semenenko A.N. Carrying capability of the axisymmetric spherical shell both loaded by internal pressure and conjugated with an open cylindrical pipe branch. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinotr.* [Proc. Univ., Mech. Eng.], 1966, no. 4, pp. 27–34 (in Russ.).
- [6] Semenenko A.N. Carrying capability of the axisymmetric spherical shell both loaded by internal pressure and conjugated with a blank off cylindrical pipe branch. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinotr.* [Proc. Univ., Mech. Eng.], 1966, no. 5, pp. 31–37 (in Russ.).
- [7] Palusamy S., Lind N.C. Influence of external loads on pressure carrying capability of outlet connections. *Int. Engrg. Ind.*, 1973, no. 2, pp. 113–120.
- [8] Hsieh M.F., Moffat D.G., Mistry J. Nozzles in the knuckle region of a torispherical head: limit load interaction under combined pressure and piping loads. *Int. J. Pressure Vessels and Piping*, 2000, vol. 77, no. 13, pp. 807–815.
- [9] Hsieh M.F., Moreton D.N., Mistry J., Moffat D.G. Limit loads for knuckle-encroaching nozzles in torispherical heads: experimental verification of finite element predictions. *J. Strain Analysis*, 2002, vol. 37, no. 4, pp. 313–326.
- [10] Naruse T., Mackenzie D., Camilleri D. Gross plastic deformation of a hemi-spherical head with cylindrical nozzle: a comparative study. *Proc. ASME 2007. Pressure Vessels and Piping Conf.* San Antonio, Texas, USA. July 22–26. 2007, vol. 3: Design and Analysis, pp. 431–438.
- [11] Gerdeen J.C. A critical evaluation of plastic behavior data and a unified definition of plastic loads for pressure components. *WRC Bulletin*, 1979, no. 254, pp. 1–64.
- [12] Muscat M., Mackenzie D., Hamilton R. A work criterion for plastic collapse. *Int. J. of Pressure Vessels and Piping*, 2003, vol. 80, no. 1, pp. 49–58.
- [13] Skopinskiy V.N. Napryazheniya v peresekayushchikh obolochkakh [Stresses in crossing shell]. Moscow, Fizmatlit Publ., 2008. 400 p.

- [14] Skopinskiy V.N., Berkov N.A., Vozhova N.V. A new criterion for determination the limit load in pressure vessels with pipe branch. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical Engineering and Engineering Education], 2011, no. 3, pp. 50–57 (in Russ.).
- [15] Skopinsky V.N., Berkov N.A. New criterion for the definition of plastic limit load in nozzle connections of pressure vessels. *J. Pressure Vessel Technol.*, 2013, vol. 135, no. 2, 021206. DOI:10.1115/1.4007188.
- [16] П'юшин А.А. Пластичность [Plasticity]. Moscow, GITTL Publ., 1948. 376 p.
- [17] Malinin N.N. Prikladnaya teoriya plastichnosti i polzuchesti [Applicable theory of plasticity and creeping]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1975. 400 p.

Статья поступила в редакцию 8.10.2013

Вадим Николаевич Скопинский — д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой “Соппротивление материалов” Московского государственного индустриального университета. Автор более 130 научных работ и одной монографии в области механики тонкостенных оболочек, пересекающихся оболочек, численных методов анализа. ФГБОУ ВПО “МГИУ”, Российская Федерация, 115280, Москва, ул. Автозаводская, д. 16.

V.N. Skopinskii — Dr. Sci. (Eng.), professor, head of “Strength of Materials” department of the Moscow State Industrial University. Author of more than 130 publications and a monograph in the field of mechanics of thin-walled shells, intersecting shells, numerical methods of analysis.

Moscow State Industrial University, Avtozavodskaya ul. 16, Moscow, 115280 Russian Federation.

Александр Николаевич Семененко — канд. техн. наук, доцент кафедры “Космические аппараты и ракеты-носители” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 10 научных работ в области прочности оболочек.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

A.N. Semenenko — Cand. Sci. (Eng.), assoc. professor of “Spacecrafts and Launch Vehicles” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 10 publications in the field of strength of shells.

Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Роман Александрович Вожов — инженер-конструктор 1-й категории ОАО “ОКБ “ГИДРОПРЕСС”. Специализируется в области численных методов анализа и прочности оболочечных конструкций.

ОАО “ОКБ “ГИДРОПРЕСС”, Российская Федерация, 142103, Московская обл., г. Подольск, ул. Орджоникидзе, д. 21.

R.A. Vozhov — design engineer of 1st category of OAO “OKB “GIDROPRESS”. Specializes in the field of numerical methods of analysis and strength of shell structures.

ОАО “ОКБ “GIDROPRESS”, ul. Ordzhonikidze 21, Podol'sk, Moscow Region, 142103 Russian Federation.