УДК 539.3

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ ПЛАСТИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ДЛЯ ТРОЙНИКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ ПРИ КОМБИНИРОВАННОМ НАГРУЖЕНИИ*

В.Н. Скопинский, Н.А. Берков, Н.В. Вожова, М.Р. Гилазов

Рассмотрена прикладная методика упругопластического анализа и определения предельных пластических нагрузок для тройниковых трубчатых соединений при комбинированном нагружении. Численный упругопластический анализ тройниковых соединений (пересекающихся цилиндрических оболочек) выполнен с использованием метода конечных элементов, теории оболочек и теории пластического течения. Рассмотрен вариант комбинированного нагружения тройникового соединения внутренним давлением и изгибающим моментом при их пропорциональном возрастании. Для конкретного тройникового соединения показано получение обобщенной кривой предельных пластических нагрузок с применением критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы.

Ключевые слова: тройниковое трубчатое соединение, пересекающиеся цилиндрические оболочки, упругопластический анализ, метод конечных элементов, комбинированное нагружение, критерий определения предельной пластической нагрузки.

Введение

Конструктивные соединения трубопроводов (тройниковые, крестообразные, коленные) широко распространены во многих инженерных конструкциях (магистральные трубопроводы, нефтепроводы, трубопроводы тепловых сетей и т.д.). В процессе эксплуатации такие соединения испытывают различные виды внешнего воздействия, которое может быть как постоянным, так и переменным. Существующие нормы расчета и проектирования трубопроводов не в состоянии охватить все многообразие расчетных случаев, факторов, силовых воздействий, режимов нагружения, методов расчетного анализа и требований, которые должны учитываться при проектировании. Обеспечение прочностной надежности трубопроводов и трубопроводных систем является одним из ключевых требований при проектировании.

Как правило, основным видом силового воздействия, учитываемого при прочностном анализе трубопроводов, является внутреннее избыточное давление. Однако нагрузки в виде внешних сил и моментов, действующих в отдельных сечениях конструктивных элементов трубопровода, могут вносить значительные дополнительные напряжения, которые необходимо учитывать при проектировании и прочностном анализе соединений трубопроводов.

В настоящее время в различных зарубежных нормах прочности регламентируются три вида прочностного анализа конструкций [1–3]:

• на основе линейного анализа напряженного состояния и использования определенных категорий упругих напряжений;

 на основе классического предельного анализа;

• на основе нелинейного анализа.

36

^{*} Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение 14.В37.21.1133.

Несмотря на то, что нелинейный анализ является более сложным по сравнению с линейным, он позволяет определять допускаемые нагрузки более простым и физически ясным способом. В связи с этим в последнее десятилетие в зарубежной практике проектирования конструктивных узлов оборудования различного назначения (соединения трубопроводов, узлы присоединения штуцеров или патрубков на корпусе и днищах сосудов и аппаратов давления и т.п.) при совершенствовании норм прочности нелинейному анализу конструкций уделяют особое внимание. К сожалению, в российских нормах прочности [4, 5] предусмотрен только первый вид прочностного анализа.

Анализ опубликованных работ по комбинированному нагружению тройниковых соединений

В расчетах на прочность соединения трубопроводов рассматривают чаще всего как пересекающиеся цилиндрические оболочки. Так, тройниковые соединения могут рассматриваться как радиальные или нерадиальные соединения пересекающихся цилиндрических оболочек [6]. В зоне сопряжения оболочек при действии различных нагрузок возникает существенно неоднородное напряженное состояние, нередко характеризующееся высоким уровнем концентрации напряжений, которые необходимо учитывать при прочностном анализе. Причем наиболее высокая концентрация напряжений наблюдается при действии изгибающего момента на отвод (оболочку меньшего диаметра).

Определение предельных нагрузок в соединениях пересекающихся оболочек при комбинированном нагружении является малоизученной задачей. Результаты экспериментальных исследований в этом направлении обсуждаются в работе [7]. Испытания тройниковых трубчатых соединений при комбинированном нагружении показали, что действие внутреннего давления в сочетании с изгибающим моментом в главной плоскости приводит к снижению предельного пластического момента.

В работах [8, 9] представлены результаты экспериментального исследования упругопластического поведения моделей тройниковых трубчатых соединений при действии отдельных нагрузок (внутреннего давления, внешних моментов) и при комбинированном нагружении. В работе [8] отмечается, что внутреннее давление увеличивает сопротивление соединений действию внешнего момента в поперечной плоскости соединения. Для определения предельной пластической нагрузки в работе [9] предлагается использовать эмпирический метод пятикратного упругого наклона для характеристической кривой.

Критический обзор результатов исследований тройниковых соединений, полученных при их комбинированном нагружении до 1979 г., приведен в работе [10]. Отмечено, что применение известных эмпирических методов определения предельной нагрузки при комбинированном нагружении может привести к искаженной оценке. Использование таких методов, как метод двойного упругого наклона и метод пересечения касательных, которые входят в современные американские, английские и европейские нормы прочности (ASME Code, BS 5500, EN 13445-3), вызывает естественное затруднение вследствие неоднозначности выбора обобщенных параметров нагрузки и деформаций (или перемещений) для построения характеристической кривой. В связи с этим в работе [10] рекомендуется использовать пластическую работу всей конструкции как наиболее подходящий индикатор для определения пластической нагрузки при действии отдельных нагрузок или их совместном действии (комбинированном нагружении). Следует отметить, что в работе [10] рассматриваются основные идеи такого подхода, однако не приводятся конкретные способы их воплощения.

В работе [11] рассмотрен метод определения пластической предельной нагрузки на основе критерия пластической работы, причем как при действии отдельных нагрузок, так и при их совместном действии. Однако для определения значения предельного параметра нагрузки предлагается использовать метод пересечения касательной с осью ординат (осью параметра нагрузки), недостатком которого является неоднозначность в выборе точки, через которую проводится касательная к характеристической кривой.

Концепция пластической работы развивается в работах [12–14], где предлагается использовать критерий кривизны пластической работы для определения пластической нагрузки. Рассмотрен случай комбинированного нагружения при пропорциональном возрастании нагрузок для анализа различных конструкций: тройникового соединения цилиндрических оболочек, торосферического днища, полусферического днища с радиальным патрубком.

В работе [15] рассмотрено определение пластической предельной нагрузки коленного соединения цилиндрических труб при комбинированном нагружении внутренним давлением и изгибающим моментом в плоскости соединения. Сравнение результатов, полученных с использованием классического предельного анализа и нелинейного анализа с учетом больших перемещений, показало их существенное различие для отдельных видов комбинированного нагружения. Кроме того, из анализа характеристических кривых для большого числа сочетаний нагрузок было обнаружено, что метод двойного упругого наклона и метод пересечения касательных не могут применяться вследствие нестабильности получаемых характеристических кривых. Таким образом, результаты этой работы, на примере коленных соединений, отразили многие проблемы и трудности определения предельных нагрузок для пересекающихся оболочек при комбинированном нагружении.

На основании анализа научных работ по рассматриваемой проблеме можно отметить следующее.

1. Новой тенденцией в развитии проблемы проектирования и анализа сосудов давлений с патрубками и соединений трубопроводов является применение методов нелинейного анализа, учитывающего в полной мере не только развитие пластической деформации в материале конструкции, но и эффекты изменения геометрии. В целом такой анализ применим для определения всех типов предельной нагрузки: предельной (на основе классического предельного анализа), предельной пластической и разрушающей нагрузок. Практически важной задачей является определение предельной пластической нагрузки, при этом возможно применение более простых методов нелинейного анализа.

2. Определение предельных нагрузок соединений пересекающихся оболочек при комбинированном нагружении изучено явно недостаточно. В частности, нерешенным остается вопрос о выборе метода определения предельной пластической нагрузки. Такие эмпирические процедуры, как метод двойного упругого наклона и метод пересечения касательных, используемые при действии одной нагрузки, в целом оказываются неприменимыми для случая комбинированного нагружения. Перспективным направлением является разработка метода определения предельной пластической нагрузки на основе концепции пластической работы. В данной работе представлены результаты исследований именно в этом направлении.

Теоретические основы расчетного исследования

При расчетном анализе тройниковое соединение трубопровода представляется как радиальное соединение пересекающихся цилиндрических оболочек [6]. Основными расчетными нагрузками являются внутреннее избыточное давление и внутренние силовые факторы в торцевых сечениях тройника – осевые силы, изгибающие и крутящие моменты [5]. При совместном действии нескольких нагрузок их можно представить в виде множества $\mathbf{Q} = \{q_1, q_2, q_3, ..., q_n\}$, 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 \mathbf{Q}_m . В данном расчетном исследовании предполагается пропорциональное нагружение тройникового соединения, при котором каждая нагрузка возрастает пропорционально некоторому параметру (множителю) λ : $\mathbf{Q} = \lambda \mathbf{Q}_m$, где $0 \le \lambda \le 1$.

Для нелинейного (упругопластического) анализа конструктивных соединений в виде пересекающихся оболочек используется разработанная прикладная методика, основанная на применении метода конечных элементов (МКЭ) с использованием модели оболочечного четырехугольного элемента, теории оболочек, теории пластического течения с изотропным упрочнением и использованием критерия Хубера – Мизеса, итерационной процедуры метода начальных напряжений. Результаты аппробации этой методики в случае действия одной нагрузки приведены в работах [16, 17].

Конечно-элементный анализ пересекающихся оболочек выполняется с применением модифицированной смешанной вариационной формулировки [6], которая использует независимые поля аппроксимации перемещений и деформаций в элементе. Разработанные смешанные модели оболочечных элементов позволяют в наиболее полной степени представлять перемещения элемента как жесткого целого,

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАШИН И СИСТЕМ

что особенно важно при расчете соединений пересекающихся оболочек, нагруженных изгибающим моментом.

Набор значений нагрузок, который характеризует значительный рост пластических деформаций и формирование механизма пластического разрушения конструкции при комбинированном нагружении, определяется с применением нового метода на основе критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы [16]. Достоинством этого критерия является обоснованность процедуры определения предельной пластической нагрузки (или параметра пропорциональности) и применимость к любому виду статического нагружения – действию отдельной нагрузки или совокупности нагрузок.

При расчете по МКЭ вычисляются такие интегральные характеристики упругопластического деформирования конструкции, как работа упругих деформаций W_e , полная пластическая работа W_p и полная работа деформаций W [18]:

$$W_e = \sum_{N_e} W_e^e = \sum_{N_e} \iint_{V^e} \left(\frac{\sigma_i^2}{6G} + \frac{K\theta^2}{2} \right) dV, \qquad (1)$$

$$W_{p} = \sum_{N_{pe}} W_{p}^{e} = \sum_{N_{pe}} \iint_{V^{e}} \left(\int_{0}^{\varepsilon_{p}^{p}} \sigma_{i} d\varepsilon_{i}^{p} \right) dV , \qquad (2)$$

$$W = \sum_{N_e} W^e = \sum_{N_e} \iint_{V^e} \left(\int_{0}^{\varepsilon_i} \sigma_i d\varepsilon_i + 0.5K\theta^2 \right) dV,$$

$$W = W_e + W_p , \qquad (3)$$

где σ_i – интенсивность напряжений; G – модуль сдвига; 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; N_e – общее число элементов; V^e – объем элемента.

Для анализа упругопластического деформирования соединения пересекающихся оболочек при пропорциональном комбинированном нагружении используются такие параметры: *относительная пластическая работа*

$$C_p = W_p / W, \ 0 \le C_p < 1;$$
 (4)

скорость возрастания относительной пластической работы при увеличении нагрузки

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

Параметр C_p отражает процесс развития пластического деформирования во всей конструкции, причем функция $C_p(\lambda)$ всегда является монотонновозрастающей.

Как показали расчетные исследования для различных соединений пересекающихся цилиндрических оболочек, зависимость $C'_{p}(\lambda)$ изменяется не монотонно и имеет локальный максимум при некоторой нагрузке. Наличие такого максимума можно объяснить следующим образом.

Особенностями напряженного состояния пересекающихся оболочек являются высокая концентрация напряжений и существенно неоднородное напряжению состояние, значительно изменяющееся по длине области пересечения оболочек. Следует отметить, что наиболее значительная концентрация упругих напряжений наблюдается при нагружении соединения изгибающими моментами [6]. Вследствие этого начальные пластические деформации появляются в относительно малой области наибольших напряжений, затем происходит их развитие – по толщине оболочек, вдоль области пересечения и от нее.

Вначале величина пластической работы интенсивно возрастает вследствие активного перераспределения напряжений в области пластических деформаций. Максимум величины C_p характеризует установление такого механизма пластического деформирования, при котором увеличение нагрузок вызывает интенсивный рост пластических деформаций, что в дальнейшем приводит к пластическому разрушению конструкции.

Как показывает расчетный анализ, при увеличении нагрузок после достижения максимума C'_p скорость возрастания полной работы Wопределяется скоростью возрастания пластической работы W_p . В связи с этим замедляется скорость возрастания относительной пластической работы.

Для вычисления предельного параметра пропорциональности λ^* при определенных максимальных значениях отдельных нагрузок для множества **Q** предлагается использовать условие $C'_p(\lambda) = \max$, т.е. критерий максимума скорости возрастания относительной пластической работы.

Реализация прикладной методики, включающей в себя упругопластический расчет пересекающихся оболочек и определение предельного параметра пропорциональности λ^* на основе разработанного критерия, осуществляется с использованием специализированной вычислительной программы SAIS, которая постоянно развивается применительно к комплексу линейных и нелинейных задач по проблеме пересекающихся оболочек. Программа имеет интерфейс для ввода исходных данных, автоматизированный генератор конечноэлементной модели расчетной части соединения пересекающихся оболочек, постпроцессор для визуализации расчетных результатов.

Расчетная модель тройникового соединения

Тройниковое соединение цилиндрических оболочек показано на рис. 1. Оболочку большего диаметра будем называть основной трубой, а оболочку меньшего диаметра – отводом.

Основными в оболочках являются напряжения от действия внутреннего давления. Наибольший уровень дополнительных напряжений за счет действия внешних сил и моментов, как правило, обеспечивает действие изгибающих моментов на отвод. В связи с этим для исследования особенностей упругопластического деформирования тройникового соединения при комбинированном статическом нагружении рассмотрим случай совместного действия внутреннего давления p и изгибающего момента M, приложенного к отводу в продольной плоскости соединения *ОХҮ*.

Одной из задач нелинейного анализа тройникового соединения при комбинированном (p-M)-нагружении является определение наборов параметров отдельных нагрузок, вызывающих недопустимое пластическое деформирование конструкции, на основе выбранного критерия. (При действии отдельной нагрузки задача сводится к определению так называемой предельной пластической нагрузки [10].) Предполагается пропорциональное изменение нагрузок, т.е. в рассматриваемом случае $\mathbf{Q}_m = \lambda \{p_m, M_m\}$, где p_m, M_m – расчетные значения максимальных внутреннего давления и момента.

Для радиального соединения пересекающихся цилиндрических оболочек можно выделить комплекс основных относительных геометрических параметров, оказывающих влияние на напряженное состояние соединения [6]:

$$\frac{d}{D}, \frac{D}{H}, \frac{h}{H}, \tag{6}$$

где D, H – диаметр срединной поверхности и толщина основной трубы; d, h – диаметр срединной поверхности и толщина отвода.

Параметром *d/D* определяется степень ослабления основной трубы за счет наличия отверстия под отвод. Параметр *h/H* характеризует относительную жесткость оболочек соединения в области пересечения. Традиционные для теории оболочек параметры *D/H* и *d/h* характеризуют степень тонкостенности оболочек.

Пример расчета тройникового соединения при (р–М)-нагружении

Применение разработанного критерия рассматривается на примере расчета тройникового соединения цилиндрических оболочек со следующими геометрическими размерами (см. рис. 1): D = 480 мм, d = 300 мм, H = h = 6 мм, L = 750 мм, l = 300 мм (2L - длина расчетной части трубы; l - длина расчетной части отвода).

Рассматриваемое тройниковое соединение как радиальное соединение пересекающихся цилиндрических оболочек характеризуется относительными геометрическими параметрами:

$$\frac{D}{H} = 80, \quad \frac{d}{h} = 50, \quad \frac{h}{H} = 1.$$
 (7)

В расчетном анализе принято, что тройниковое соединение изготовлено из малоуглеродистой стали 20пс, для которой механические свойства и диаграмма условных напряжений,



Рис. 1. Тройниковое соединение цилиндрических оболочек

40

имеющая площадку текучести, получены при испытании стандартных образцов в лаборатории сопротивления материалов ФГБОУ ВПО МГИУ: модуль Юнга E = 210 ГПа, предел текучести $\sigma_r = 309$ МПа, предел прочности $\sigma_r = 465$ МПа.

В расчете используется полигональная аппроксимация диаграммы истинных напряжений $\sigma_{u} - \varepsilon_{u}$, которая получена из реальной диаграммы условных напряжений $\sigma - \varepsilon$ пересчетом напряжений и деформаций по формулам [19]: $\sigma_{u} = \sigma(1+\varepsilon)$, $\varepsilon_{u} = \ln(1+\varepsilon)$. Значения напряжений σ_{u} и деформаций ε_{u} в выбранных точках диаграммы (до точки пластической неустойчивости) приведены ниже: ческий момент $M_{\rm np} = 47$ кH·м.

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

$$\overline{p}_{\rm np} = \frac{p_{\rm np}}{p_{\rm r}}, \quad p_{\rm r} = \frac{4}{\sqrt{3}} \frac{\sigma_{\rm r}}{D/H}; \quad (8)$$

$$\overline{M}_{\rm np} = \frac{M_{\rm np}}{M_{\rm r}}, \quad M_{\rm r} = \sigma_{\rm r} W, \quad W = \frac{\pi d_{\rm H}^3}{32} \left(1 - c^4\right), \quad c = (d - h)/(d + h), \quad (9)$$

где $p_{\rm T}$ – давление, при котором интенсивность напряжений в основной трубе без отверстия равна пределу текучести ($\sigma_i = \sigma_{\rm T}$).

Номер точки 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
σ", МПа 0	309	313	318	324	397	437	467	506	531	544	553
ε _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 тройникового соединения относительно продольной плоскости конечно-элементный анализ проводили для половины соединения. Считается, что на торцах отвода и трубы установлены крышки, через которые на оболочки передаются осевые усилия от внутреннего давления. Кроме того, рассматривается сварное тройниковое соединение, поэтому в расчетной модели введен сварной шов с катетом 6 мм, который учитывали в расчете, применяя элементы оболочки переменной толщины.

Конечно-элементная модель расчетной части тройникового соединения, полученная с использованием постпроцессора программы SAIS, показана на рис. 2. В целях уменьшения временных затрат расчетного анализа применяли нерегулярную сетку элементов, со сгущением сетки в области пересечения оболочек, где наблюдаются максимальные напряжения.

Расчетный упругопластический анализ и определение предельных пластических параметров нагрузки с использованием разработанного критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы проводили как при действии отдельных нагрузок (p, M), так и при их совместном действии (p, M).

В случаях действия на тройниковое соединение отдельных нагрузок – внутреннего давления и изгибающего момента – получены следующие результаты: предельное пластическое давление $p_{\rm np} = 3,29$ МПа; предельный пластиРаспределение интенсивностей напряжений σ_i на наружной поверхности оболочек тройникового соединения (7) при действии только внутреннего давления, полученное с использованием постпроцессора, показано на рис. 3, *а* (при $\overline{p}_{np} = 0,367$).

Наибольшие напряжения и начальные пластические деформации возникают в угловых зонах *A* и *C* области пересечения (см. рис. 1), в продольной плоскости соединения. С увеличением нагрузки область пластического деформирования оболочек расширяется: пластические деформации распространяются по толщине оболочек, по области пересечения в направлении линии *ABC* (см. рис. 1) и вблизи нее. При предельном пластическом давлении пластические деформации (различного уровня) наблюдаются в области пересечения



Рис. 2. Конечно-элементная модель тройникового соединения



Рис. 3. Области наибольших напряжений (интенсивности напряжений на наружной поверхности оболочек) при действии внутреннего давления $\overline{p}_{np} = 0,367$ (*a*), изгибающего момента $\overline{M}_{np} = 0,365$ (*b*) и при комбинированной нагрузке, соответствующей $\overline{p}^* = 0,261$; $\overline{M}^* = 0,182$ (*b*)

при $0 \le \varphi' \le 45^{\circ}$ и $135 \le \varphi' \le 180^{\circ}$, где $\varphi' - угло$ вая окружная координата в поперечном сечении отвода, отсчитываемая от продольной $плоскости соединений (<math>\varphi' = 0$ в точке *А* линии пересечения *ABC*).

Распределение интенсивностей напряжений σ_i на наружной поверхности оболочек при действии только изгибающего момента, приложенного к отводу, показано на рис. 3, δ (при $\overline{M}_{np} = 0,365$). Начальные пластические деформации возникают в области пересечения при $\varphi' \approx 50^{\circ}$ и $\varphi' \approx 130^{\circ}$. При предельной пластической нагрузке M_{np} пластической деформацией охвачена бо́льшая часть области пересечения.

42

Распределение интенсивностей напряжений σ_i на наружной поверхности оболочек при комбинированном нагружении (при $p^* = 0,261$ и $\overline{M}^* = 0,182$) показано на рис. 3, *в*. В этом случае начальные пластические деформации с увеличением нагрузок появляются в области пересечения при $165 \le \varphi' \le 175^\circ$. При дальнейшем увеличении нагрузок область пластического деформирования распространяется от продольной плоскости соединения (при $\varphi' = 180^\circ$) к поперечной плоскости (при $\varphi' = 90^\circ$), что видно из рис. 3, *в*.

Обобщенная кривая предельных пластических нагрузок

Расчет тройникового соединения при комбинированном нагружении проводили, задаваясь различными комбинациями максимальных значений внутреннего давления и изгибающего момента. Для иллюстрации применения критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы на рис. 4, а, б приведены графики зависимостей $C_p(\lambda)$ и $C_p(\lambda)$ для варианта пропорционального комбинированного нагружения, определяемого множеством $Q = \lambda(3, 40)$ (*p*, МПа; *M*, кН·м), и показано определение предельного параметра λ*=0,71. Этому значению λ* соответствуют значения относительных параметров $C_p = 0,348$ и $W_p/W_e = 0,534$, т.е. в тройниковом соединении наблюдается заметное развитие механизма пластического деформирования.

В целом, используя различные варианты пропорционального двухпараметрического нагружения, соответствующего множеству $\mathbf{Q}_m = \lambda \{p_m, M_m\}$, можно построить обобщенную кривую предельных пластических нагрузок. Для рассматриваемого тройникового соединения цилиндрических оболочек (7) такая кривая приведена на рис. 5, где каждая из нагрузок представлена в относительных величинах: $p^* = p^* / p_{\tau}$, $\overline{M^*} = M^* / M_{\tau}$.

Обобщенная кривая построена по 12 расчетным точкам ($\overline{p_i^*}$, $\overline{M_i^*}$), полученным на основе разработанного критерия. Параметры крайних точек кривой – точек на оси ординат (0; 0,365) и на оси абсцисс (0,367; 0) – соответствуют значениям предельных пластических нагрузок при раздельном нагружении.

Таким образом, обобщенная кривая позволяет определять значения предельных величин: внутреннего давления и изгибающего момента,



приложенного к отводу, для тройниковых соединений с относительными геометрическими параметрами (6) при пропорциональном комбинированном нагружении, соответствующем множеству $\mathbf{Q}_m = \lambda \{p_m, M_m\}$.

Заключение

Применение прикладной расчетной методики упругопластического анализа и разработанного критерия максимума скорости возрастания относительной пластической работы к определению предельных нагрузок, характеризующих значительный рост пластических деформаций, показано для радиальных соединений пересекающихся оболочек при комбинированном нагружении. Рассмотрен один из вариантов комбинированного нагружения – пропорциональное нагружение внутренним давлением и изгибающим моментом в продольной плоскости соединения, но практическое значение будут иметь и другие варианты статического нагружения, которые необходимо исследовать.

Следует отметить, что разработанный критерий определения предельной пластической нагрузки основан на понятии пластической работы деформаций и позволяет обосновать механизм развития пластических деформаций в конструкции. В связи с этим возникает возможность применения его для нелинейного анализа различных конструктивных соединений в виде пересекающихся оболочек как при действии отдельных нагрузок, так и при их совместном действии. Такой подход является важным при проектировании и прочностном анализе соединений трубопроводов, сосудов давления с патрубками и других промышленных конструкций.

Список литературы

- 1. ASME. Boiler and Pressure Vessel Code. Sections II and VIII. – New York, 2004.
- BSI. PD 5500:2006 Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels. – London: British standards Institution, 2006.
- 3. EN 13445. Unfired Pressure Vessels. Part 3: Design. European Committee for Standardisation (CEN), 2002.
- 4. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. ГОСТ Р 52857.1–2007 – ГОСТ Р 52857.12–2007: сборник. – М.: Стандартинформ, 2008. – 308 с.
- 5. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергети-

ческих установок (ПНАЭ Г-7-002-86) / Госатомэнергонадзор. – М.: Энергоиздат, 1989. – 525 с.

- Скопинский В.Н. Напряжения в пересекающихся оболочках. – М.: Физматлит, 2008. – 400 с.
- Schroeder J., Srinivasaiah K.R., Graham P. Analysis of test data on branch connections exposed to internal pressure and/or external couples // WRC Bulletin. 1974. No. 200. P. 3-29.
- Ellyin F., Maxwell R.L., Holland R.W. An experimental study of elastic-plastic response of branch-pipe tee connections subjected to internal pressure, external couples and combined loadings // WRC Bulletin. 1977. No. 230. P. 4-45.
- Kirkwood M. G., Moffat D. G. Plastic loads for piping branch junctions subjected to combined pressure and in-plane moment loads // Proc. Instn Mech. Engrs, Part E. Journal of Process Mechanical Engineering. 1994. Vol. 208. P. 31-43.
- 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.
- 11. *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.
- Mackenzie D., Li H. A plastic load criterion for inelastic design by analysis // Journal of Pressure Vessel Technology. 2006. Vol. 128. No 1. P. 39-45.
- Camilleri D., Mackenzie D., Hamilton R. Evaluating plastic loads in torispherical heads using a new criterion of collapse // ASME PVP Conference. July 23–27, 2006. Vancouver, Canada. Vol. 3. P. 701-708.
- 14. Naruse T., Mackenzie D., Camilleri D. Gross plastic deformation of a hemispherical head with cylindrical nozzle: a comparative study // ASME 2007 PVP Conference. July 22–26, 2007. San Antonio, Texas, USA. Vol. 3. P. 431-438.
- Robertson A., Li H., Mackenzie D. Plastic collapse of pipe bends under combined internal pressure and in-plane bending // International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2005. Vol. 82. No. 4. P. 407-416.
- 16. Скопинский В.Н., Берков Н.А., Вожова Н.В. Новый критерий определения предель-

ной нагрузки в сосудах давления с патрубками // Машиностроение и инженерное образование. 2011. № 3. С. 50–57.

17. Скопинский В.Н., Берков Н.А., Емельянова А.Д. Способ определения предельной пластической нагрузки в пересекающихся цилиндрических оболочках // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2012. № 1. С. 11–14.

- 18. *Ильюшин А.А*. Пластичность. М.: ГИТТЛ, 1948. 376 с.
- 19. *Малинин Н.Н.* Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.

Материал поступил в редакцию 21.01.2013

СКОПИНСКИЙ Вадим Николаевич

Профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой сопротивления материалов ФГБОУ ВПО МГИУ. Сфера научных интересов – механика тонкостенных оболочек, численные методы анализа. Автор более 130 научных трудов, в том числе монографии.

E-mail: **skopin-j@mail.msiu.ru** Тел.: **(495) 276-32-31**

БЕРКОВ Николай Андреевич

E-mail: **berkow@mail.ru** Тел.: **(495) 276-33-36**

ВОЖОВА Наталья Вячеславовна

E-mail: bagaeva_80@list.ru Тел.: (926) 220-03-27 (моб.)

ГИЛАЗОВ Марат Рифкатович

E-mail: gilmr@list.ru Тел.: (495) 276-32-31 Кандидат технических наук, доцент кафедры общей и прикладной математики ФГБОУ ВПО МГИУ. Сфера научных интересов – теория упругости, теория оболочек, теория пластичности, численные методы анализа. Автор более 30 научных трудов.

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГБОУ ВПО МГИУ. Сфера научных интересов – прочностной анализ сосудов и аппаратов, работающих под давлением, применение метода конечных элементов. Автор восьми научных трудов.

Младший научный сотрудник ФГБОУ ВПО МГИУ. Сфера научных интересов – методы решения нелинейных задач механики.