

СВАРНОПАЯНЫЕ ТРУБНЫЕ ЗАГОТОВКИ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДОВ И СОСУДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ*

А. А. ПИСЬМЕННЫЙ, Р. С. ГУБАТЮК, А. С. ПРОКОФЬЕВ, А. Ф. МУЖИЧЕНКО, А. С. ШИНКАРЕНКО
ИЭС им. Е. О. Патона НАНУ. 03680, г. Киев-150, ул. Боженко, 11. E-mail: office@paton.kiev.ua

С целью снижения массы конструкций трубопроводов, а также сосудов, работающих под давлением, представляется перспективным использование двухслойных оболочек для образования общей стенки. Произведен расчет трех однотипных конструкций сосудов, работающих под давлением, у которых общая стенка выполнена как двухслойная оболочка. При этом проанализированы применяемые материалы и их сочетание для изготовления внутренней и наружной оболочки общей двухслойной стенки трех типов сосудов, работающих под давлением с учетом их прочностных показателей. Установлено, что использование в двухслойной конструкции одной и той же марки стали не приводит к эффективному нагружению общей стенки. Применение при изготовлении наружной оболочки материала с более высокими прочностными свойствами приводит к эффективному нагружению их общей стенки, уменьшению ее толщины и соответственно росту ее внутренних напряжений, т. е. рациональному нагружению. Рассмотрены вопросы использования для изготовления наружной оболочки сетеподобного материала, а также применение высокочастотной сваркопайки давлением при изготовлении перспективных трубных заготовок, предназначенных для трубопроводов и сосудов высокого давления. Библиогр. 12, табл. 7, рис. 8.

Ключевые слова: прессовая сваркопайка, трубные заготовки, тонкостенная оболочка, напряжения, расчетная модель

Корпуса сосудов, работающих под давлением, как правило, имеют цилиндрическую форму. При их изготовлении используют трубы соответствующих типоразмеров или корпуса изготавливают из трубных заготовок, в том числе и тонкостенных, предназначенных для производства прямо- или спиральношовных труб с непрерывным швом. Трубы со спиральношовным швом имеют ряд преимуществ. Благодаря тому, что шов выполняют под углом к оси цилиндра, обеспечивается частичная разгрузка его от радиальных напряжений, возникающих в стенке корпуса сосуда, который работает под давлением [1].

Рациональная эксплуатация сосуда, работающего под давлением, может быть достигнута при обеспечении равномерного распределения напряжений в его стенке. При этом образующиеся напряжения в цилиндрической стенке корпуса не должны превышать допустимых значений для материала, используемого в производстве сосуда. Очевидно, что применение конструкционных материалов с повышенными прочностными свойствами приводит к снижению как толщины цилиндрической стенки корпуса сосудов, работающих под давлением, так и массы такой промышленной продукции.

Рациональное использование материала и достижение снижения толщины стенки цилиндрических корпусов сосудов возможно также, если сделать их составными, например, изготовить двух и

более оболочковую стенку корпуса. Известно, что две коаксиальные оболочки, посаженные с натяжением, обеспечивают более рациональное распределение образующихся в их общей стенке напряжений [2].

Возникающие в результате действия внутреннего давления в цилиндрической стенке корпуса сосуда напряжения, действующие в радиальном и осевом направлении, не являются однородными. Установлено [2, 3], что напряжения в радиальном направлении в два раза превышают напряжения, действующие в осевом направлении. Эти особенности необходимо учитывать при выборе конструкционного материала с соответствующими прочностными характеристиками и толщины стенки.

Известен опыт изготовления [4, 5] металлокомпозитных баллонов для компримированных газов, конструкция корпуса которых по сути является двухоболочковой. При этом наружная силовая оболочка выполняется из композитного материала — синтетического леера или роувинга, намотанных на внутреннюю оболочку под натяжением.

В настоящей работе рассмотрены предпосылки применения технологии высокочастотной сваркопайки при изготовлении предлагаемой перспективной, на наш взгляд, конструкции сосудов для работы под давлением. При этом предполагается обеспечение рационального распределения напряжений в стенках сосуда, его улучшен-

* Работа выполнена под руководством А. С. Письменного и О. В. Махненко.



ные массовые и прочностные показатели, а также технологические преимущества в изготовлении. Использована расчетно-экспериментальная модель сосуда. Такой моделью конструкции может быть модель баллона, у которого цилиндрическая часть выполнена в виде двух коаксиальных оболочек, посаженных с натяжением. При этом внутренняя цилиндрическая оболочка может выполнять функцию обеспечения герметичности, стойкости при контакте с рабочей средой, а также иметь хорошую свариваемость с донными частями баллона для получения прочных, герметичных и стойких к коррозии сварных швов.

Наружная оболочка цилиндрической части корпуса может быть изготовлена из материала, прочностные показатели которого выше по сравнению с внутренней оболочкой.

Такая двухоболочковая цилиндрическая часть корпуса должна обладать рядом преимуществ, а именно: обеспечивать более рациональное распределение образующихся в их общей стенке напряжений, а также снижать общую массу всего баллона за счет уменьшения толщины стенки наружной оболочки в случае ее изготовления из более прочного материала.

В работе рассмотрены три однотипные конструкции образцов сосудов, работающих под давлением (баллонов), у которых стенка цилиндрического корпуса представляет собой двухслойную оболочку. Внутренняя тонкостенная (отношение диаметра к толщине стенки 10 и более) оболочка цилиндрического корпуса во всех моделях конструкций имеет одинаковые геометрические размеры. В расчетных моделях наружная оболочка посажена на внутреннюю оболочку с минимальным натяжением, близким к нулю, при этом ее внутренний диаметр совпадает с наружным диаметром внутренней оболочки, а ее наружный диаметр рассчитывается для каждого применяемого материала.

Определены образующиеся напряжения во внутренней и наружной оболочках, а также суммарные напряжения в общей стенке двухоболочечного баллона. При этом соблюдались следующие условия:

- расчеты производили с учетом одного и того же внутреннего эксплуатационного давления для всех трех типов баллонов $p_{\text{экс. раб}} = 20$ МПа и одних и тех же геометрических размерах стенки внутренней оболочки ($d_{\text{вн } 1} = 147,5$ мм; $d_{\text{нар } 1} = 152$ мм, толщина стенки внутренней оболочки постоянная $S_1 = 2,25$ мм) для всех трех типов баллонов;

- внутренний диаметр наружной оболочки соответствует наружному диаметру стенки внутренней оболочки и для всех трех типов баллонов является постоянным ($d_{\text{нар } 1} = d_{\text{вн } 2} = 152$ мм);

- размеры стенки наружной оболочки ($d_{\text{нар } 2}$, S_2) рассчитывали исходя из образующихся напряжений в наружной оболочке и прочностных показателей используемой марки стали;

- в конструкции баллона из расчетных толщин общей стенки баллона $S_{\text{бал}}$ применяли ее минимальное значение;

- напряжения в отдельных оболочках, а также суммарные напряжения в общей стенке баллона определяли без учета натяжения;

- расчет производили в соответствии с действующими нормативными документами и положениями работы [6], при этом эксплуатационное рабочее давление модели баллона рассчитывали, исходя из коэффициента запаса прочности $n = 2,7$, по максимально допустимым значениям образующихся напряжений в металле $[\sigma]_{\text{раб}} = \sigma_0/n$, где σ_0 — критически опасное напряжение. В зависимости от марки стали для мягких материалов $\sigma_0 = \sigma_p$, для хрупких материалов $\sigma_0 = \sigma_b$.

С целью оптимизации конструкции модели использовали сочетание (комбинацию) разных марок сталей для внутренней и наружной оболочки. Соответственно в расчетные модели (трех однотипных конструкций двухоболочковых баллонов) закладывались прочностные показатели используемых марок сталей для каждой оболочки.

Прочность донных частей не рассчитывали, однако толщина стенки доннышка для данной конструкции согласно техническим свойствам металла не может быть меньше толщины стенки корпуса всего баллона [6].

В расчетных моделях прочность сварных швов принимали равной прочности основного металла. Для данной расчетной математической модели с учетом применения разных марок материалов обеспечение прочности сварных швов достигается путем увеличения суммарной толщины стенки цилиндрического корпуса на значение прибавки толщины стенки, которая во всех случаях должна быть не менее 0,5 мм [6].

Технологические особенности выполнения продольных, спиральношовных и кольцевых сварных швов в расчетных моделях в данной работе не рассматривали. По результатам проведенных расчетов учитывалось влияние как образовавшихся напряжений во внутренней и внешней оболочках, так и технологических факторов (разных марок материалов и других факторов) при проектировании реальных моделей конструкций трубных заготовок и образцов сосудов, работающих под давлением.

На рис. 1 представлен эскиз конструкции двухслойного баллона, состоящего из внутренней S_1 и наружной S_2 оболочек, а в табл. 1 — сочетание

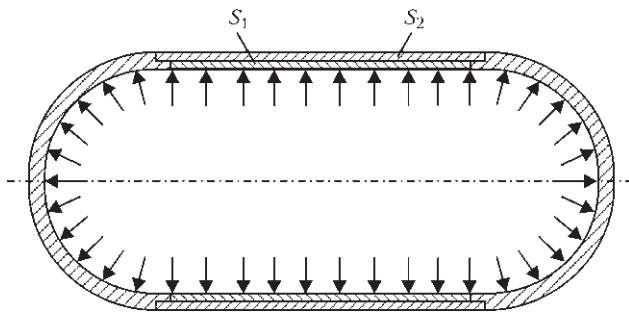


Рис. 1. Эскиз двуслойного баллона

материалов и соотношение толщин стенок оболочки для расчетных моделей.

Результаты расчетов однотипных конструкций образцов № 1–3 баллонов приведены в табл. 2.

Для каждого образца определены рабочие напряжения, образующиеся в металле во внутренней $\sigma_{\text{раб } 1}$, наружной $\sigma_{\text{раб } 2}$ и в общей стенке баллона $\sigma_{\text{раб бал}}$ при поданном в баллон эксплуатационном рабочем давлении $p_{\text{экс. раб}} = 20$ МПа.

Расчетные значения образующихся рабочих напряжений $\sigma_{\text{раб}}$, напряжений во внутренней, наружной оболочках и общей стенке баллона для каждого образца, от поданного во внутрь балло-

Таблица 1. Сочетание материалов и соотношение толщин стенок оболочки в трех моделях

Номер образца (модели)	Сочетание S_1+S_2 сталей	S_1/S_2 , мм
1	Ст.08кп + высокопрочная сталь	2,25/4,11
2	Сталь 20 + сталь 20	2,25/13,29
3	Ст.08кп + Ст.08кп	2,25/20,54

на эксплуатационного рабочего давления $p_{\text{экс. раб}}$ приведены в табл. 3.

Исходя из допустимых значений образующихся напряжений в металле (с учетом марки стали), определяемых как $[\sigma]_{\text{доп}} = \sigma_0/n$, рассчитаны значения образующихся максимально допустимых рабочих давлений во внутренней $p_{\text{доп } 1}$ и наружной $p_{\text{доп } 2}$ оболочках, а также $p_{\text{доп. бал}}$ в общей стенке баллона и установлено их процентное отношение (табл. 4, 5).

Таким образом, для достижения допустимых напряжений в металле стенки каждой оболочки необходимо во внутрь баллона каждого образца подавать приблизительно одинаковые давления, значения которых многократно превышают номинальное внутреннее эксплуатационное давление.

Из результатов расчета видно, что допустимое давление в баллоне каждого образца равно сум-

Таблица 2. Расчетные значения толщины стенки наружной оболочки и общей стенки баллона

Параметр	Образец №1	Образец №2	Образец №3
Допустимые напряжения в металле стенки, МПа внутренняя оболочка $[\sigma_1]$ наружная оболочка $[\sigma_2]$	74,0 370,4	114,3 114,3	74,0 74,0
Толщина стенки внутренней оболочки S_1 , мм	2,25	2,25	2,25
Диаметр, мм внутренняя оболочка $d_{\text{вн } 1}$ средняя $d_{\text{ср } 1}$ наружная $d_{\text{нар } 1}$	147,5 149,75 152	147,5 149,75 152	147,5 149,75 152
Толщина стенки наружной оболочки S_2 , мм	4,11	13,29	20,54
Диаметр, мм внутренний $d_{\text{вн } 1}$ средний $d_{\text{ср } 1}$ наружный $d_{\text{нар } 1}$	152 156,11 160,22	152 165,29 178,58	152 172,54 193,08
Толщина общей стенки баллона $S_{\text{бал}} = S_1 + S_2$, мм	6,36	15,54	22,79
Диаметр баллона, мм внутренний $d_{\text{вн } 1}$ средний $d_{\text{ср } 1}$ наружный $d_{\text{нар } 1}$	147,5 153,86 160,22	147,5 163,04 178,58	147,5 170,29 193,08
Отношение $d_{\text{нар. бал}}/S_{\text{бал}}$	$160,22/6,36 = 25,19$	$178,58/15,54 = 11,49$	$193,08/22,79 = 8,472$
Отношение S_2/S_1	1,83	5,91	9,1

Таблица 3. Сравнение расчетных напряжений, образовавшихся в металле стенки внутренней $\sigma_{\text{раб } 1}$, наружной $\sigma_{\text{раб } 2}$ оболочек и общей стенке баллона $\sigma_{\text{раб. бал}}$ с допустимыми напряжениями $[\sigma]$ от поданного в баллон эксплуатационного рабочего давления $p_{\text{экс. раб}} = 20$ МПа

Параметр	Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3
Допустимые напряжения $[\sigma_1], [\sigma_2]$, МПа	$[\sigma_1] = 74, [\sigma_2] = 370,4$	$[\sigma_1] = 114,3, [\sigma_2] = 114,3$	$[\sigma_1] = 74, [\sigma_2] = 74$
Расчетные напряжения, МПа внутренняя оболочка $\sigma_{\text{раб } 1}$ наружная оболочка $\sigma_{\text{раб } 2}$ в общей стенке баллона, МПа $\sigma_{\text{раб. бал}} < \frac{\sigma_{\text{раб } 1} + \sigma_{\text{раб } 2}}{2}$	6,7 3,8 2,4 < 5,2	6,7 1,2 1,049 < 3,95	6,7 0,84 0,747 < 3,77

Таблица 4. Значения допустимых напряжений в металле внутренней $[\sigma_1]$, наружной $[\sigma_2]$ оболочек и общей стенки баллона $[\sigma_{\text{доп. бал.}}]$, МПа

Параметр	Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3
Допустимые напряжения, МПа стенка внутренней оболочки $[\sigma_1]$ стенка наружной оболочки $[\sigma_2]$	74 370,4	114,3	74
Сравнение образующихся расчетных напряжений $[\sigma_{\text{доп. бал.}}]$ в стенке баллона, МПа	$[\sigma_{\text{доп. бал.}}] > \frac{[\sigma_1] + [\sigma_2]}{2}$ 262,8 > 222,2	$[\sigma_{\text{доп. бал.}}] = \frac{[\sigma_1] + [\sigma_2]}{2}$ 114,3 = 114,3	$[\sigma_{\text{доп. бал.}}] = \frac{[\sigma_1] + [\sigma_2]}{2}$ 74 = 74

Таблица 5. Расчетные значения образующихся допустимых давлений $p_{\text{доп}}$ внутри оболочек и баллона, сравнение их с эксплуатационным рабочим давлением $p_{\text{экс. раб.}} = 20$ МПа при достижении металлом допустимых напряжений $[\sigma]$

Параметр	Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3
Допустимые давления, МПа внутренняя оболочка $p_{\text{доп. 1}}$ наружная оболочка $p_{\text{доп. 2}}$ общая стенка баллона $p_{\text{доп. бал.}}$	222,37 (10,23 %) 1950,4 (89,77 %) 2172,7 (100,00 %)	343,56 (15,76 %) 1838,52 (84,24 %) 2179,45 (100 %)	222,37 (11,23 %) 1761,9 (88,94 %) 1980,7 (100 %)
Отношение $p_{\text{доп. 1}}/p_{\text{раб. экс}}$	11,12	17,178	11,12
Отношение $p_{\text{доп. 2}}/p_{\text{раб. экс}}$	97,52	91,92	88,1
Отношение $p_{\text{доп. бал.}}/p_{\text{раб. экс}}$	108,63	108,97	99,035

ме допустимых давлений внутренней и внешней оболочек. При этом сумма допустимых давлений в образцах № 1 и 2 практически совпадает, а снижение суммарного допустимого давления для образца № 3 обусловлено тем, что он переходит в разряд баллонов с толстой стенкой (отношение наружного диаметра к толщине стенки в образце № 3 определяется как $d_{\text{нар. бал.}}/S_{\text{бал.}} = 193,08/22,79 = 8,472 < 10$ (см. табл. 2)), что требует дополнительной корректировки произведенных расчетов. По результатам табл. 5 построен рис. 2.

С учетом марки материала и определяемых как предельное значение образующихся напряжений в металле σ_0 рассчитаны значения образующихся предельных давлений во внутренней $p_{\text{пред. 1}}$ и в наружной $p_{\text{пред. 2}}$ оболочках соответственно и в общей стенке баллона $p_{\text{пред. бал.}}$ и установлено их процентное отношение (табл. 6, 7).

При этом металл внутренней, наружной оболочек и общей стенки баллона достигает значений (опасных) напряжений σ_0 . По результатам табл. 7 построен рис. 3.

В двухслойной конструкции баллона представляется перспективным в качестве наружной оболочки использовать оболочку, которая представляет собой листовой материал, имеющий сетеподобную структуру определенной толщины, в узлах которой пересекаются три и более стержня, при этом усилия распределяются как в образованном сварном соединении по площади между внутренней и наружной оболочками, так и в стержнях наружной оболочки.

Известны несплошные листовые материалы «Сетка просечная вытяжная» (разных типов)» (ТУ 14-4-1789–96), а также «Рукав сетчатый» (ТУ 26-02-354–85). Изготовление двухслойного конструкционного листового материала, у которого один слой сплошной листовой материал соединен с другим слоем — несплошным листовым материалом по всей площади прилегания методом сварки — может быть перспективными при создании трубных заготовок и корпусов баллонов (рис. 4).

Изготовление такой наружной оболочки из марок стали, имеющих повышенную прочность, позволяет:

Таблица 6. Значения опасных напряжений в металле внутренней $\sigma_{0,1}$, наружной $\sigma_{0,2}$ оболочек и общей стенке баллона $\sigma_{0 \text{ бал.}}$, МПа

Параметр	Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3
Внутренняя оболочка $\sigma_{0,1}$	200	308,7	200
Наружная оболочка $\sigma_{0,2}$	1000	308,7	200
Сравнение расчетных образующихся предельных напряжений в общей стенке баллона $\sigma_{0 \text{ бал.}}$, МПа	$\sigma_{0 \text{ бал.}} > \frac{\sigma_{0,1} + \sigma_{0,2}}{2}$ 709,6 > 600	$\sigma_{0 \text{ бал.}} = \frac{\sigma_{0,1} + \sigma_{0,2}}{2}$ 308,6 = 308,7	$\sigma_{0 \text{ бал.}} = \frac{\sigma_{0,1} + \sigma_{0,2}}{2}$ 199,99 = 200

Таблица 7. Расчетные значения образующихся предельных давлений $p_{\text{пред}}$ внутри баллона, МПа

Параметр	Образец № 1	Образец № 2	Образец № 3
Внутренняя оболочка $p_{\text{пред. 1}}$	601 (10,24 %)	927,6 (15,763 %)	601 (11,23 %)
Наружная оболочка $p_{\text{пред. 2}}$	5265,5 (89,75 %)	4964,0 (84,378 %)	4761,4 (88,94 %)
Суммарная стенка баллона $p_{\text{пред. бал.}}$	5866,5 (100 %)	5884,68 (100 %)	5353,2 (100 %)

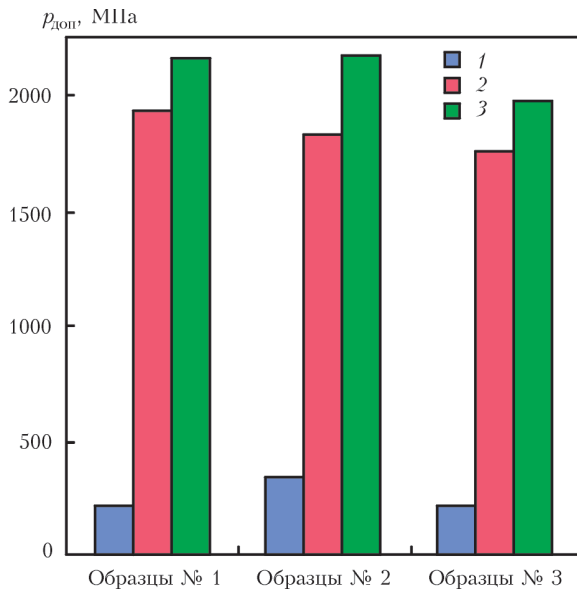


Рис. 2. Значения образующихся допустимых давлений $p_{доп}$ во внутренней (1), наружной (2) и общей (3) стенке баллона соответственно у образцов № 1–3

– равномерно распределить нагружение в «стержнях» оболочки и фрагментарно снизить ее толщину;

– добиться снижения массы оболочки на величину массы объема металла ячеек сетеподобного листового материала.

Известно, что возникающие в цилиндрической оболочке под действием внутреннего давления радиальные напряжения (кольцевые) в два раза больше осевых напряжений (напряжений по образующей цилиндра) [1–3]. Расположение пересекающихся стержней под углом в 60° при определенном ее наложении на цилиндрическую поверхность (внутреннюю оболочку) позволяет создать равномерное распределение как в радиальном, так и в осевом направлении в стержнях такой оболочки от действия внутреннего давления, при этом плотность распределения стержней по поверхности в радиальном на-

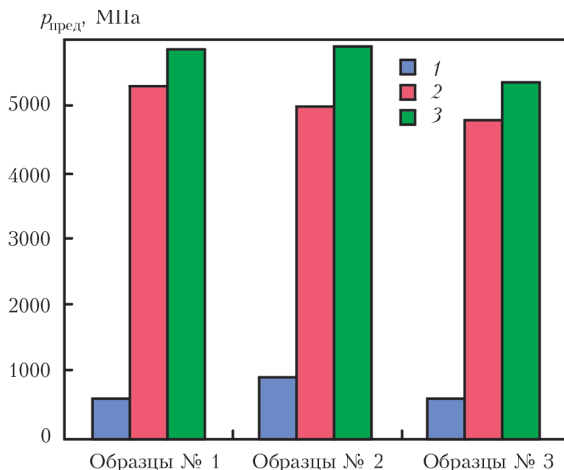


Рис. 3. Значения образующихся предельных давлений $p_{пред}$ во внутренней (1), наружной (2) и общей (3) стенке баллона соответственно у образцов № 1–3

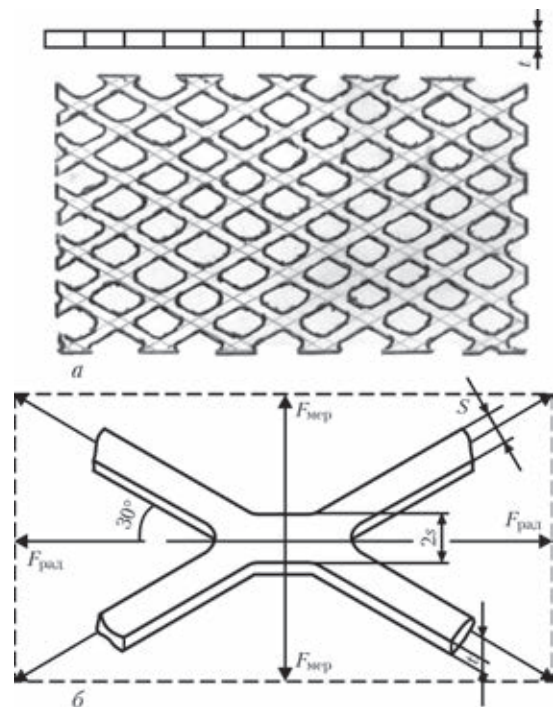


Рис. 4. Листовой материал с сетеподобной структурой (а) и узел, в котором пересекаются четыре стержня (б)

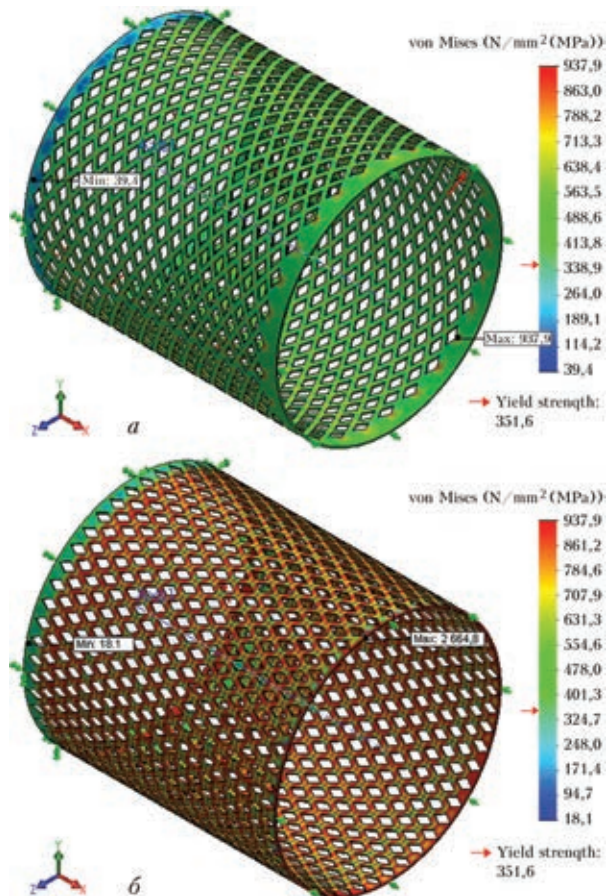


Рис. 5. Уровень и распределение образующихся от действия внутреннего давления напряжений (внутренняя цилиндрическая оболочка в целях наглядности не показана): а — наружная оболочка, изготовленная из листового материала с сетеподобной структурой, определенной толщины в узлах, которой пересекаются четыре стержня; б — наружная оболочка, повернутая на 90°

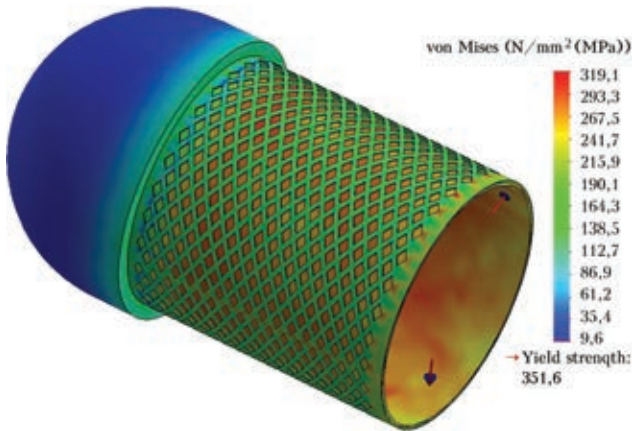


Рис. 6. Моделирование нагружения внутренним давлением модели двухслойного баллона

правлении будет в два раза выше плотности по осевому направлению (рис. 5).

Компьютерное моделирование нагружения внутренним давлением модели двухслойного баллона, у которого наружная оболочка выполнена из листового материала с сетеподобной структурой определенной толщины, подтверждает целесообразность применения данного материала (рис. 6). Образование очагов концентраторов напряжений в узлах сетеподобного материала можно избежать путем приближения профиля ячейки сетки в виде ромба к профилю вытянутого эллипса (рис. 7).

Важным фактором, влияющим на применение той или иной сетеподобной наружной оболочки, является определение размеров ячейки сетки. В наружной оболочке они зависят и определяются исходя из толщины материала, используемого для изготовления внутренней оболочки и его прочностных характеристик. Так, для расчетных моделей — трех однотипных конструкций двухслойного баллона — максимальный просвет ячейки наружной оболочки составляет 10 мм при изготовлении внутренней оболочки из стали Ст. 08кп, а при изготовлении внутренней оболочки из стали 20 — 15 мм,

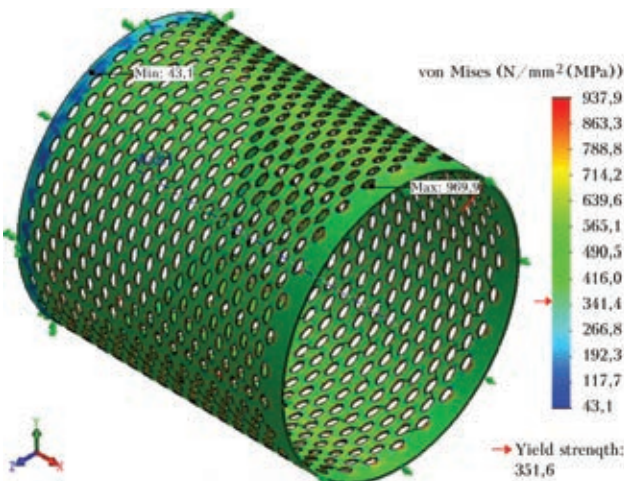


Рис. 7. Наружная оболочка, профиль ячейки сетки которой приближается к профилю вытянутого эллипса

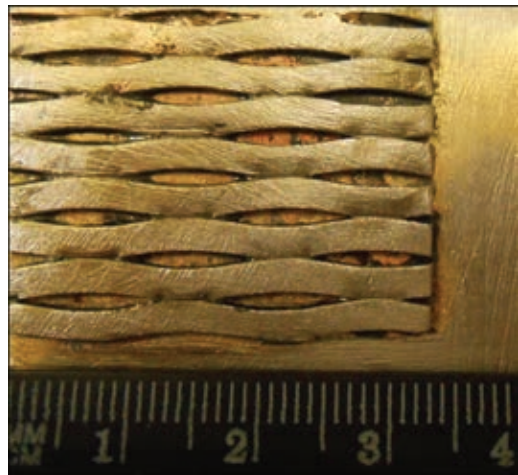


Рис. 8. Фрагмент соединения по всей площади между сетеподобным материалом и сплошным листовым материалом, выполненный прессовой сваркой давлением

при этом толщина наружной оболочки t и ширина стержня s имеют одинаковые значения. Однако для окончательного определения размеров ячейки наружной оболочки необходимо провести испытания образцов двухслойной стенки и натурные испытания двухслойного баллона.

Создание таких многослойных листовых конструкций перспективно с позиции экономии материала, уменьшения удельного веса и сохранения прочностных свойств такой сварной конструкции в определенном направлении. Однако при этом возникает задача создания и формирования сварного соединения по всей площади. Образование соединения между слоями (одним листом и другим по всей площади) выполнимо различными способами сварки давлением (например взрывом). Соединять сетеподобный материал со сплошным листовым по всей площади можно способом индукционной прессовой сваркой давлением. Процесс индукционной прессовой сваркой давлением описан в [7–10]. Его появлению предшествовало изучение соединений, выполненных с мягкой прослойкой в шве, и паяных соединений, выполненных с осадкой и пластическим деформированием зоны шва [11, 12].

Для образования соединения в данной работе был применен метод индукционной прессовой сваркой давлением с применением заранее нанесенных на поверхность сплошного листа активирующих веществ с последующим применением нагрева ТВЧ. Формирование шва происходит на участке определенной длины с термомеханическим влиянием в виде упругопластического деформирования с последующей кристаллизацией под давлением, которая приближается к равномерному объемному распределению, что позволяет получить однородный состав металла шва и с повышением его прочностных характеристик. Благодаря применению прессовой сваркой давлением возможно

создавать многолистовые конструкции с применением металлов, сварку которых тяжело выполнить традиционными методами (рис. 8).

При изготовлении двухслойной оболочки корпусов сосудов-баллонов применение нагрева ТВЧ позволяет осуществить термомеханическую усадку наружной оболочки относительно внутренней, т. е. технологию посадки с натяжением, что значительно повышает конструктивную прочность составной стенки всего баллона.

Для получения более равномерного распределения напряжений по толщине стенки баллона целесообразно стенку баллона изготавливать составной — двухслойной.

Изготовление внутренней оболочки из сплошного листового материала обусловлено общими требованиями к баллону — герметичность и способность выдерживать заданное расчетное давление. Сварные швы также должны быть герметичными, плотными и выдерживать заданное давление. Назначение наружной оболочки — обеспечение более равномерного распределения напряжений по общей толщине стенки и разгрузке внутренней оболочки.

Выводы

1. При нагружении баллона рабочим давлением напряжения во внутренней оболочке больше, чем в наружной оболочке корпуса баллона, при этом общая стенка баллона не догружена.

2. Использование в двухслойной конструкции баллона одной и той же марки стали не приводит к эффективному нагружению общей стенки баллона.

3. Применение при изготовлении наружной оболочки материала с более высокими прочностными свойствами приводит к эффективному на-

гружению общей стенки баллона, что в свою очередь дает возможность снижения толщины ее стенки, росту в ней внутренних напряжений, т. е. рациональному нагружению баллона.

4. Осуществление прессы посадки наружной оболочки корпуса баллона на внутреннюю оболочку позволяет оптимизировать нагружение общей стенки баллона от действия внутреннего давления.

1. *Повышение прочностных характеристик спиральношовных труб конструкционного назначения / А. С. Письменный, А. С. Прокофьев, Р. С. Губатюк и др. // Автомат. сварка. — 2012. — № 3. — С. 40–44.*
2. *Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов / Отв. ред. Г. С. Писаренко. — 2-е изд., перераб. и доп. — Киев: Наук. думка, 1988. — 736 с.*
3. *Майзель В. С., Навроцкий Д. И. Сварные конструкции. — Л.: Машиностроение, 1973. — 304 с.*
4. *Форум А. М. Наши баллоны выдержат любой шторм! // АГЗК+АТ. — 2009. — № 2. — С. 31–33.*
5. *Сахатов Р. М. Безосколочные металлокомпозитные баллоны БМК-300В и другие // Там же. — 2009. — № 4. — С. 51–55.*
6. *Чернега В. И. Безопасная эксплуатация паровых котлов, сосудов и трубопроводов (сборник официальных документов). — 2-е изд., стереотип. — Киев: Техніка, 1976. — 529 с.*
7. *Табелев В. Д. Особенности образования соединений при пайке с пластическим деформированием основного металла // Автомат. сварка. — 1991. — № 7. — С. 5–9.*
8. *Структура и фазовый состав швов, выполненных капиллярной пайкой и пайкой с приложением давления / В. Д. Табелев, Н. Л. Карета, А.И. Панасенко и др. // Там же. — 1985. — № 11. — С. 26–29.*
9. *Лебедев В. К., Табелев В. Д., Письменный А. С. Стыковая пайка под давлением // Там же. — 1983. — № 9. — С. 25–27.*
10. *ДСТУ 3761.2–98. Зварювання та споріднені процеси.*
11. *Бакиш О. И., Шрой Р. З. Прочность при статическом растяжении сварных соединений с мягкой прослойкой // Свароч. пр-во. — 1962. — № 5. — С. 6–10.*
12. *Физическое моделирование осадки при сварке и пайке-сварке труб встык / В. К. Лебедев, А. С. Письменный, О. Г. Касаткин, М. Е. Шинлов // Автомат. сварка. — 1990. — № 8. — С. 17–20.*

Поступила в редакцию 11.06.2014

НОВАЯ КНИГА

Г. А. Цыбулькин. Адаптивное управление в дуговой сварке. — Киев: Сталь, 2014. — 171 с.

Монография посвящена вопросам построения систем специального класса — электродуговых адаптивных систем, главное назначение которых заключается в том, чтобы придать сварочному автомату или роботу способность самостоятельно, без вмешательства человека-оператора, корректировать свое поведение в зависимости от изменения условий дуговой сварки и геометрических параметров свариваемых изделий. Изложение теоретических положений иллюстрируется примерами и результатами компьютерного моделирования. Даны практические рекомендации по выбору и расчету основных характеристик рассматриваемых систем.

Адресована широкому кругу инженеров и научных работников, интересующихся вопросами автоматизации и роботизации сварочных процессов.

