



Научная статья

УДК 629.7.063.6

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=188828>

EDN: <https://www.elibrary.ru/ЕНТКВЗ>

Проектирование безлейнерных баллонов давления типа V

Максим Александрович Мухай^{1✉}, Андрей Анатольевич Склезнев², Глеб Колениченко³

^{1, 2, 3} Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет),

Москва, Российская Федерация

¹ maxmukhay@hotmail.com[✉], ORCID 0009-0000-0086-6574

² SkleznevAA@mai.ru, ORCID 0000-0002-9176-4246

³ kolenichenkog@mai.ru, ORCID 0009-0000-2719-937X

Аннотация. Рассматривается задача проектирования композитного безлейнерного баллона давления типа V, предназначенного для перспективных применений в авиационной технике. Актуальность исследования обусловлена необходимостью снижения массы бортовых систем хранения рабочих сред при одновременном обеспечении требуемой прочности, герметичности и безопасного характера разрушения конструкции. Выполнен проектировочный расчет баллона, в рамках которого определены основные геометрические параметры оболочки, меридиональный профиль днища, параметры зон намотки и характеристики армирования. Интегральные зависимости, используемые для описания геометрии профиля, реализованы численно, что позволило сформировать расчетную модель конструкции. Для проверки полученных аналитических результатов выполнено конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния баллона. Установлено, что в регулярной зоне оболочки уровень напряжений соответствует значениям, полученным на этапе проектировочного расчета, и не превышает допустимых пределов. При этом численное моделирование позволило выявить локальные концентраторы напряжений в зонах сбегов траекторий укладки, которые не учитываются в полной мере аналитической методикой. Показано, что при эксплуатационном давлении влияние данных концентраторов не является критическим, а возможное разрушение при превышении давления имеет локализованный характер, что соответствует безопасному механизму отказа с контролируемым сбросом давления. Полученные результаты подтверждают применимость предложенного расчетного подхода для предварительного проектирования композитных безлейнерных баллонов давления типа V.

Ключевые слова: композитный баллон давления, безлейнерный бак, баллон типа V, хранение сжатых газов

Для цитирования: Мухай М.А., Склезнев А.А., Колениченко Г. Проектирование безлейнерных баллонов давления типа V // Вестник Московского авиационного института. 2026. Т. 33. № 3. С. 120–128. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=188828>

Original article

Designing the Type V Linerless Pressure Vessel

Maksim A. Mukhai^{1✉}, Andrey A. Skleznev², Gleb Kolenichenko³

^{1, 2, 3} Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow, Russian Federation

¹ maxmukhay@hotmail.com[✉], ORCID 0009-0000-0086-6574

² SkleznevAA@mai.ru, ORCID 0000-0002-9176-4246

³ kolenichenkog@mai.ru, ORCID 0009-0000-2719-937X

© Мухай М.А., Склезнев А.А., Колениченко Г., 2026

Abstract

The article considers the problem of the composite linerless Type V pressure vessel design intended for the aerospace applications. This study relevance stems from the need to reduce the weight reduction the onboard systems for storing working fluids while ensuring the required strength, leak tightness, and a safe failure mode of the structure. The type V vessels, which incorporate neither metallic nor polymeric liners, represent the most advanced class of pressure vessels, enabling maximum weight efficiency. However, their design involves a number of scientific and technical challenges related to the leak tightness ensuring of the composite wall and failure mechanisms predicting. The authors accomplished preliminary computing of the vessel, within which framework they determined geometric parameters of the shell, meridional profile of the bottom, winding zones parameters and reinforcing characteristics. The integral relationships for the profile geometry description were numerically realized, which allowed forming the structure computational model. The requirements to the shell strength balance ensuring in both longitudinal and circumferential direction, as well as technological limitations imposed by the winding process were being accounted for while the reinforcing scheme defining.

To verify the obtained analytical results, a finite element simulation of the stress–strain state of the vessel was performed with the Simcenter 3D software package. It was found that in the regular zone of the shell, the stress level complied the values obtained at the design computation stage and did not exceed the allowable limits. This confirms the adopted design assumptions correctness and applicability of the analytical approach for determining the main load-bearing parameters of the structure.

Numerical simulation revealed herewith local stress concentrators in the fade-out zones of the fiber placement trajectories, which were not fully accounted for by the analytical procedure. The said concentrators are stipulated by the geometric specifics of the transition from the cylindrical section to the dome and the curvature changes of the reinforcing fiber paths in these regions. It is demonstrated that the effect of these concentrators is not critical at the operating pressure, and any potential failure upon overpressure is of the localized nature, corresponding to a safe failure mechanism with controlled pressure release. Such failure mode is of fundamental importance for the aerospace applications, as it precludes catastrophic rupture of the vessel.

The obtained results confirm applicability of the proposed calculation approach for the preliminary design of composite linerless Type V pressure vessels and may be applied in the development of the advanced working fluid storage systems for aerospace applications.

Keywords: composite pressure vessel, linerless tank, type V vessel, compressed gases storage

For citation: Mukhai M.A., Skleznev A.A., Kolenichenko G. Designing the Type V Linerless Pressure Vessels. *Aerospace MAI Journal*. 2026;33(3):120–128. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=188828>

List of Figures

Fig. 1. The isotenoid vessel bottom forming scheme

Fig. 2. The spiral layers winding scheme

Fig. 3. The pressure vessel geometry

Fig. 4. The finite element method assisted modeling of the spherical bottom-to-cylindrical part transition junction with run-outs

Fig. 5. Reinforcement angle variation on the spherical part

Fig. 6. Stresses at checking computation at the design pressure

Fig. 7. Stresses at checking computation at the operating pressure

List of Tables

Table. Material properties

Введение

Развитие авиационной техники сопровождается устойчивым ростом требований к снижению массы, повышению энергоэффективности и обеспечению безопасного хранения рабочих газов и перспективных энергоносителей. В этих условиях композитные баллоны давления рассматриваются как один из ключевых элементов бортовых систем, поскольку они позволяют существенно повысить удельные характеристики по сравнению с металлическими

сосудами высокого давления. Современная эволюция таких конструкций связана с переходом от металлических и металлокомпозитных схем к полимерно-композитным и далее к безлейнерным баллонам типа V, в которых несущая и барьерная функции должны обеспечиваться самой композитной оболочкой [1–4].

Для авиационных применений особое значение имеет не только прочность при высоком внутреннем давлении, но и минимизация конструкционной

массы, сохранение герметичности, работоспособность при термических воздействиях и предсказуемый характер разрушения. Ранние исследования безлейнерных емкостей для космических аппаратов показали, что отказ от внутреннего лейнера потенциально повышает конструкционную эффективность, но одновременно обостряет проблемы газопроницаемости, микротрещинообразования и выбора защитных покрытий [4, 5]. Современные обзоры по баллонам типа V также выделяют герметичность, совместимость материалов с водородом, долговечность, стоимость и технологическую сложность как основные ограничения для внедрения таких конструкций [3, 6, 7].

Значительная часть современных подходов к проектированию баллонов типа V опирается на опыт, накопленный при разработке баллонов типа IV. Для таких сосудов уже сформированы расчетные методы, учитывающие термомеханическое нагружение при быстрой заправке, повреждение матрицы, расслоение, разрушение волокон и экспериментальную валидацию давления разрушения [8–10]. Эти результаты важны для перехода к безлейнерным конструкциям, поскольку в них запас прочности должен оцениваться не только по предельному давлению, но и по развитию повреждений на уровне слоев композита.

Другая тенденция связана с уточнением геометрического и структурного проектирования оболочки. Показано, что несущая способность баллона существенно зависит от углов армирования, числа и последовательности слоев, толщины в зоне днищ, формы купольной части и вторичных напряжений в переходной области «цилиндр – днище» [11–13]. Одновременно возрастает внимание к технологическим параметрам формования: натяжение волокна, объемная доля волокон и стабильность процесса влияют на напряженное состояние лейнера или оправки, гравиметрическую эффективность и давление разрушения [14, 15].

Для баллонов типа V центральной научно-технической задачей становится совмещение

силовой и барьерной функций в одной композитной стенке. В исследованиях по материалам для лейнеров типа IV и безлейнерных сосудов показано, что перспективными направлениями являются повышение трещиностойкости смол, применение межслойных пленок, наномодификация и формирование более сложного пути диффузии для молекул водорода [7, 16]. При этом экспериментальные работы по типу V подтверждают необходимость обязательной связи численного моделирования, гидравлических испытаний и анализа мест инициирования разрушения [17, 18].

В авиационной технике дополнительным фактором является сложная криволинейная форма оболочек и высокие требования к повторяемости качества композитных слоев. Исследования технологических дефектов показывают, что кривизна траектории, температурно-силовые параметры укладки, локальные деформации, зазоры, перекрытия и складки могут существенно влиять на качество и надежность готовой конструкции [19–21]. Следовательно, актуальная тенденция состоит в переходе от эмпирического проектирования к интегрированному расчетно-экспериментальному подходу, где геометрия, материал, технология изготовления, герметичность и повреждаемость рассматриваются как единая задача. Таким образом, проектирование баллонов давления типа V для авиационной техники является актуальным направлением, поскольку оно отвечает одновременно требованиям снижения массы, повышения энергоэффективности, безопасности и развития перспективных водородных бортовых систем.

1. Материалы и методы

1.1. Материал

Для расчета баллона давления использовался углепластик со справочными характеристиками, свойства которого представлены в таблице, технология изготовления баллона – мокрая намотка.

Свойства материала

Свойство	Обозначение	Значение
Модуль упругости в направлении волокна	E_1 , МПа	110 000
Модуль упругости в направлении, поперечном армированию, а также в трансверсальном направлении	E_2, E_3 , МПа	5 000
Коэффициент Пуассона	ν_{12}	0,19
Модуль сдвига в плоскости слоя	G_{12} , МПа	3 500
Предел прочности в направлении волокна	$\bar{\sigma}_1$, МПа	1 850
Толщина монослоя	δ , мм	0,2
Ширина ленты	w , мм	12

1.2. Проектировочный расчет

Проектировочный расчет баллона типа V основывается на подходе расчета баллона давления типа IV без учета лейнера [22].

Сначала определяется угол намотки баллона на экваторе:

$$\varphi = \arcsin \left(\frac{r_0 + \frac{w}{2}}{R} \right), \quad (1)$$

где r_0 — радиус полюсного отверстия;

R — радиус на экваторе.

Баллон рассматривается как система однонаправленных спиральных (образующих днище) и кольцевых слоев (усиливающих цилиндрическую часть). Теоретическая толщина спиральных слоев определяется из уравнения

$$h_c^T = \frac{\bar{p}R}{2\bar{\sigma}_1 \cos^2 \varphi}, \quad (2)$$

где $\bar{p}$ — разрушающее давление;

$\bar{\sigma}_1$ — предел прочности волокна в осевом направлении.

Спиральный слой состоит из двух симметричных монослоев с направлением $\pm\varphi$, соответственно количество пар спиральных слоев определяется как

$$n_c = \frac{h_c^T}{2\delta}, \quad (3)$$

где δ — толщина монослоя. Значение n_c округляется в большую сторону до ближайшего целого числа.

Соответственно, итоговая толщина спиральных слоев:

$$h_c = 2n_c\delta. \quad (4)$$

Напряжение в спиральном слое находится согласно уравнению

$$\sigma_c = \frac{pR}{2h_c \cos^2 \varphi}. \quad (5)$$

Также необходимо рассчитать параметры кольцевых слоев, если баллон имеет цилиндрическую часть. Теоретическая толщина кольцевого слоя:

$$h_k^T = \frac{pR}{2\bar{\sigma}_1 \cos^2 \varphi} (3 \cos^2 \varphi - 1). \quad (6)$$

Число кольцевых слоев определяется значением выражения, округленным в большую сторону:

$$n_k = \frac{h_k^T}{\delta}. \quad (7)$$

Соответственно, толщина кольцевого монослоя:

$$h_k = n_k \delta_k. \quad (8)$$

Напряжение в кольцевом слое:

$$h_k^T = \frac{pR}{2h_k \cos^2 \varphi} (3 \cos^2 \varphi - 1). \quad (9)$$

В случае, если расчетное напряжение в кольцевых слоях превышает допустимое, необходимо добавить еще один кольцевой слой.

Поскольку методом изготовления баллона была выбрана намотка на формообразующую оправку, необходимо определить форму днища так, чтобы оно было изотенсоидом, то есть натяжение каждой нити было одинаково (рис. 1). Фланец, закрывающий полюсное отверстие при производстве баллона, обматывается лентой, соответственно, образующий меридиан делится на две части. Уравнение высоты первой части меридиана:

$$z = \sqrt{R^2 - r^2} \times \int_R^r \frac{r^3 dr}{\sqrt{R^6 (r^2 - r_0^2) - r^6 (R^2 - r_0^2)}}, \quad (10)$$

где r — радиус сферического днища, лежащий между R и r_0 .

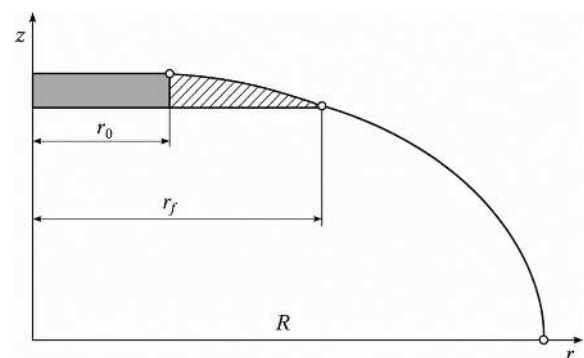


Рис. 1. Схема построения изотенсоидного днища

Уравнение части меридиана, соприкасающейся с фланцем:

$$\bar{z}_f = -\bar{r}_f^2 \sqrt{1 - r_0^2} \times \int_{\bar{r}_1}^{\bar{r}} \frac{\bar{r} \sqrt{\bar{r}^2 - \bar{r}_0^2} d\bar{r}}{(\bar{r}_f^2 - \bar{r}_0^2) - \bar{r}^2 \bar{r}_f^4 (\bar{r}^2 - \bar{r}_0^2) (1 - \bar{r}_0^2)} + z(\bar{r}_f), \quad (11)$$

где значения с чертой — относительные значения, деленные на радиус экватора (R); r_f — радиус фланца, выбирается в соответствии с выражением $1,225r_0$.

Вычисление интегральных зависимостей может быть выполнено только численно. Для этого каждая подынтегральная функция отдельно реализуется в виде программной функции, принимающей текущее значение радиальной координаты и необходимые геометрические параметры. Далее расчетная область разбивается на дискретный набор радиальных точек с заданным шагом. Для каждой такой точки выполняется численное интегрирование с переменным нижним пределом: в первой зоне интеграл вычисляется от текущего радиуса до начального радиуса, а во второй зоне — от текущего радиуса до радиуса стыковки участков.

Численное интегрирование выполняется с использованием адаптивной квадратурной процедуры quad, которая автоматически уточняет разбиение интервала интегрирования для достижения устойчивого значения интеграла. В результате для каждого значения радиуса определяется накопленное значение интеграла, соответствующее продольной координате рассматриваемой точки профиля. Поскольку функция quad возвращает как значение интеграла, так и оценку численной погрешности, в дальнейшем используется только вычисленное значение интеграла.

Для обеспечения численной устойчивости дополнительно контролируются подкоренные выражения, входящие в подынтегральные функции. При появлении отрицательного или близкого к нулю значения радиканда, что возможно вблизи граничных точек из-за особенностей выражений и ошибок округления, значение подынтегральной функции принимается равным нулю. Это позволяет исключить возникновение неопределенных значений и обеспечить корректное вычисление интегралов на всем расчетном интервале.

Интегральные зависимости реализованы как последовательное численное накопление значений определенных интегралов в узлах радиальной сетки. Такой подход позволяет получить массив координат профиля без необходимости аналитического преобразования исходных интегральных выражений.

Из-за специфики намотки угол направления намотки волокна на сферическом днище изменяется (рис. 2), вместе с углом изменяется и толщина слоя: ближе к полюсному отверстию она стремится к бесконечности. Угол намотки бака в зависимости от радиуса днища определяется:

$$\varphi(r) = \sqrt{1 - \left(\frac{r_0}{r}\right)^2}. \quad (12)$$

Толщина спирального монослоя в зависимости от радиуса находится в соответствии с уравнением

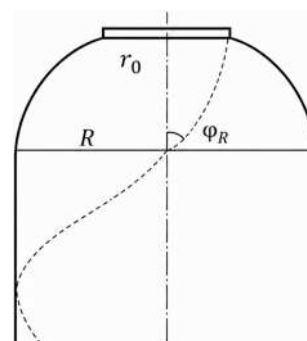


Рис. 2. Схема намотки спиральных слоев

$$h_c^*(r) = \frac{h_c R \cos \varphi}{r \cos \varphi(r)}. \quad (13)$$

Таким образом, описанный проектировочный расчет позволяет сформировать полный набор исходных параметров, необходимых для дальнейшего конструирования композитного безлейнерного баллона давления. В результате расчета определяются основные геометрические характеристики оболочки, параметры меридионального профиля, а также конструктивные параметры армирования, обеспечивающие требуемую несущую способность. Одновременно с этим устанавливаются прочностные характеристики конструкции, позволяющие оценить ее работоспособность при заданном уровне внутреннего давления и проверить соответствие исходным условиям проектирования.

2. Верификация аналитического расчета

Поверочный конечно-элементный расчет проводился в программном комплексе Simcenter 3D в статическом решателе модуля Samcef. Для этого была создана послойная объемная модель четверти бака (рис. 3), согласно определенным в проектировочном расчете толщинам спиральных и кольцевых слоев, параметрам меридионального профиля.

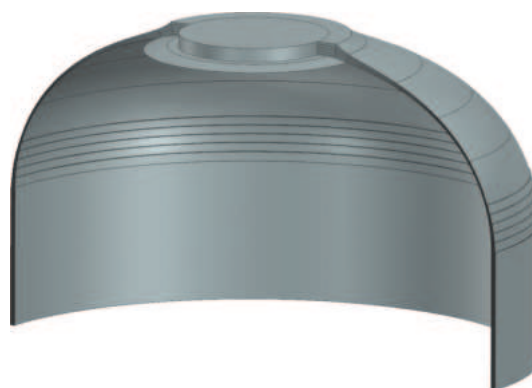


Рис. 3. Геометрия баллона давления

Поскольку конструкция баллона имеет цилиндрическую часть, необходимо учесть сбеги, переплетение спиральных и кольцевых слоев в области перехода к цилиндрической части (рис. 4). Для распределения мест, содержащих концентраторы напряжений, расстояние между сбегами составляет 20 толщин монослоя.

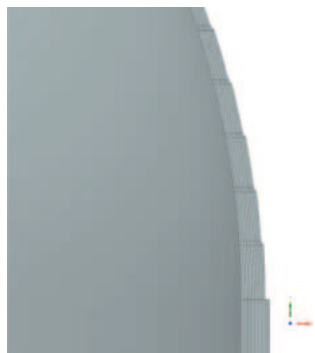


Рис. 4. Моделирование места перехода сферического дна в цилиндрическую часть со сбегами при помощи МКЭ

При расчете использовалась отзеркаленная конечно-элементная сетка с типом элемента Solid T8, имитирующая верхнюю половину баллона, направление материала было задано в соответствии с ранее рассчитанным изменением угла на сферическом дне с помощью линейного распределения от максимального значения в области экватора до минимального значения в районе полюсного отверстия (рис. 5).

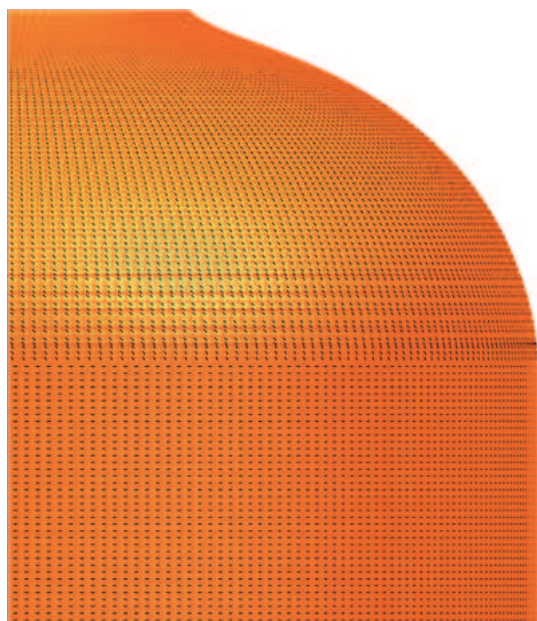


Рис. 5. Изменение угла армирования на сферической части

Для сокращения расчетной области к нижней части модели были приложены граничные условия симметрии, обеспечивающие эквивалентное воспроизведение механического взаимодействия с отсутствующей нижней половиной баллона.

Фланцевый узел в расчетной модели рассматривался как вспомогательный элемент, обеспечивающий передачу нагрузки и стабилизацию конструкции. В связи с этим для него были заданы кинематические ограничения, блокирующие поперечные перемещения и допускающие перемещение только в осевом направлении. Такое условие позволяет предотвратить возникновение нерасчетных перемещений фланца как жесткого тела, не внося при этом избыточного ограничения в осевую деформацию баллона при нагружении внутренним давлением.

Нагрузка в расчетной модели задана в виде равномерно распределенного внутреннего давления, приложенного к внутренним поверхностям оболочки баллона и фланцевого узла.

3. Результаты и обсуждение

В результате проектировочного расчета было определено, что для баллона давления с радиусом на экваторе 150 мм, радиусом полюсного отверстия 40 мм и высотой цилиндрической части 150 мм при расчетном давлении 18 МПа (с коэффициентом запаса 1,8) необходимыми являются три пары спиральных слоев и семь кольцевых слоев. В таком случае напряжение в спиральном слое будет составлять 1240 МПа, в кольцевом слое — 1830 МПа.

Поверочный расчет при расчетном давлении методом конечно-элементного моделирования показал, что напряжения в спиральных слоях в регулярной зоне составляют 1150–1300 МПа, в кольцевых — 1760–1850 МПа (рис. 6).

Проектировочный расчет позволяет оценить напряженное состояние преимущественно в ре-

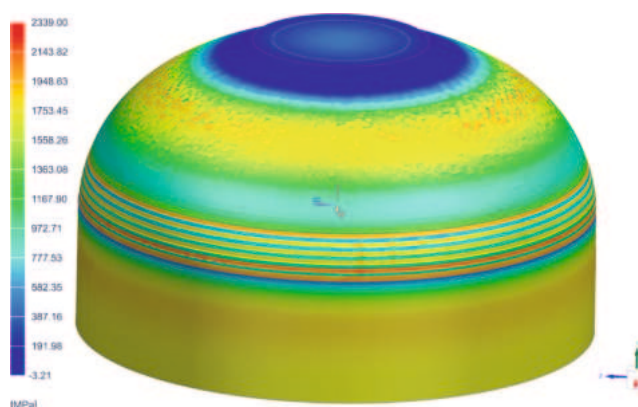


Рис. 6. Напряжения при поверочном расчете при расчетном давлении

гулярной зоне и не учитывает локальные концентраторы напряжений, обусловленные изменением кривизны укладки в областях сбегов. В то же время результаты конечно-элементного моделирования показывают, что в данных зонах формируются повышенные уровни напряжений, значения которых могут достигать 2000 МПа. Следовательно, области сбегов являются наиболее нагруженными участками конструкции и могут рассматриваться как вероятные зоны инициирования разрушения при превышении эксплуатационного давления.

При этом характер разрушения в указанных областях может быть оценен как безопасный с точки зрения сценария отказа: потеря несущей способности будет происходить локализованно по линии сбега с последующим сбросом внутреннего давления. Такой механизм снижает вероятность взрывного разрушения баллона и соответствует предпочтительному сценарию контролируемого раскрытия конструкции.

Поверочный расчет при эксплуатационном давлении показывает, что влияние концентраторов напряжений незначительно (рис. 7). При этом характер распределения напряжений сохраняет предпосылки к реализации безопасного механизма отказа: в случае превышения допустимого уровня давления разрушение будет инициироваться локализованно в зоне сбега, что обеспечивает контролируемый сброс давления без развития взрывного разрушения баллона.

Выводы

В статье выполнен проекторочный расчет композитного безлейнерного баллона давления типа V, ориентированного на применение в авиационной технике. На первом этапе были определены основные геометрические параметры конструкции, включая форму меридионального профиля, размеры характерных зон оболочки и параметры армирования. Аналитический расчет позволил получить исходную расчетную модель баллона, удовлетворяющую заданным условиям по внутреннему давлению, габаритным ограничениям и прочностным требованиям. Полученные аналитические зависимости были реализованы численно, что позволило сформировать геометрию расчетной модели и определить распределение основных конструктивных параметров по оболочке.

Для подтверждения результатов был выполнен поверочный расчет методом конечно-элементного моделирования. Результаты численного анализа в

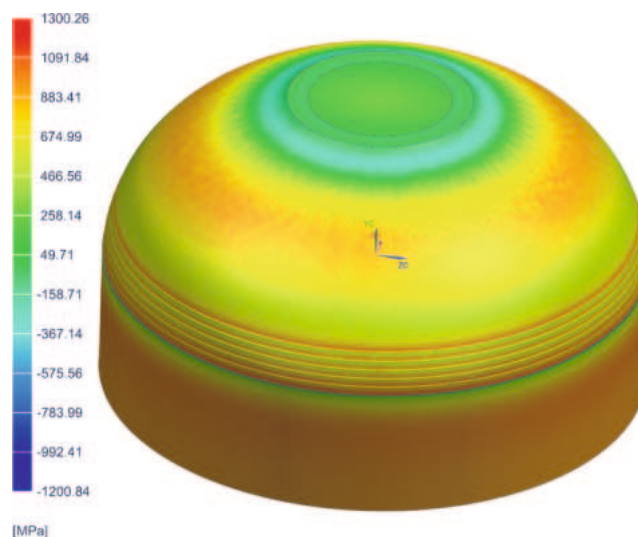


Рис. 7. Напряжения при поверочном расчете при эксплуатационном давлении

целом подтвердили корректность аналитического проекторочного расчета. В регулярной зоне оболочки уровень напряжений соответствует ожидаемым значениям и не превышает допустимых пределов при эксплуатационном давлении. При этом конечно-элементное моделирование позволило уточнить напряженное состояние конструкции в локальных областях, которые не в полной мере учитываются в аналитической постановке, в частности в зонах сбегов траекторий укладки.

Установлено, что данные зоны являются наиболее нагруженными участками конструкции вследствие возникновения локальных концентраторов напряжений. Однако при эксплуатационном давлении их влияние не приводит к критическому росту напряженного состояния. Кроме того, характер распределения напряжений указывает на возможность реализации контролируемого механизма разрушения: при превышении допустимого давления разрушение будет инициироваться локализованно в зоне сбега, что обеспечивает сброс давления без развития взрывного разрушения баллона.

Таким образом, выполненные аналитические и численные расчеты показали работоспособность предложенной конструкции композитного безлейнерного баллона давления. Полученные результаты подтверждают применимость выбранного подхода к проектированию и могут быть использованы как основа для дальнейшего уточнения модели, оптимизации структуры армирования и проведения экспериментальной валидации.

Конфликт интересов / Conflict of Interests

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов / The authors declare no relevant conflict of interests

Список источников / References

1. Cheng Q, Zhang R, Shi Z, et al. Review of common hydrogen storage tanks and current manufacturing methods for aluminium alloy tank liners. *International Journal of Lightweight Materials and Manufacture*. 2024;7(2):269–284. DOI: 10.1016/j.ijlmm.2023.08.002
2. Bouhala L, Karatrantos A, Reinhardt H, et al. Advancement in the Modeling and Design of Composite Pressure Vessels for Hydrogen Storage: A Comprehensive Review. *Journal of Composites Science*. 2024;8(9):339. DOI: 10.3390/jcs8090339
3. Air A, Shamsuddoha M, Prusty BG. A review of Type V composite pressure vessels and automated fibre placement based manufacturing. *Composites Part B: Engineering*. 2023; 253(12):110573. DOI: 10.1016/j.compositesb.2023.110573
4. Азаров А.В., Бабичев А.А., Васильев В.В. и др. К проблеме герметичности композитных баллонов давления // Композиты и наноструктуры. 2023. Т. 15. № 1(57). С. 1–12. DOI: 10.36236/1999-7590-2023-15-1-1-12
Azarov AV, Babichev AA, Vasiliev VV, et al. To the problem of pressure-tightness of composite pressure vessels. *Composites and Nanostructures*. 2023;15(1): 1–12. (In Russ.). DOI: 10.36236/1999-7590-2023-15-1-1-12
5. Jones BH, Li MC. Liner-less tanks for space application — design and manufacturing considerations. *5th Conference on Aerospace Materials, Processes, and Environmental Technology (September 16–18, 2002; Von Braun Center, Huntsville, Alabama)*. Document ID 20040084010
6. Pati S, Deshmane A, Korff M, et al. Overview of the Challenges in High-Pressure Type V Hydrogen Tanks for Automotive Applications. In: Holder D., Wulle F, Lind J. (eds). *Advances in Automotive Production Technology — Digital Product Development and Manufacturing*. Cham: Springer; 2025. p. 402–414. DOI: 10.1007/978-3-031-88831-1_31
7. Yan Y, Zhang J, Li G, et al. Review on linerless type V cryo-compressed hydrogen storage vessels: Resin toughening and hydrogen-barrier properties control. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2024;189(10):114009. DOI: 10.1016/j.rser.2023.114009
8. Gentilleau B, Touchard F, Grandidier JC. Numerical study of influence of temperature and matrix cracking on type IV hydrogen high pressure storage vessel behavior. *Composite Structures*. 2014;111(1):98–110. DOI: 10.1016/j.compstruct.2013.12.034
9. Berro Ramirez JP, Halm D, Grandidier JC, et al. 700 bar type IV high pressure hydrogen storage vessel burst — Simulation and experimental validation. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2015; 40(38):13183–13192. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2015.05.126
10. Magneville B, Gentilleau B, Villalonga S, et al. Modeling, parameters identification and experimental validation of composite materials behavior law used in 700 bar type IV hydrogen high pressure storage vessel. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2015;40(38):13193–13205. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2015.06.121
11. Alam S, Yandek GR, Lee RC, et al. Design and development of a filament wound composite overwrapped pressure vessel. *Composites Part C: Open Access*. 2020;2:100045. DOI: 10.1016/j.jcomc.2020.100045
12. Zhang Q, Xu H, Jia X, et al. Design of a 70 MPa type IV hydrogen storage vessel using accurate modeling techniques for dome thickness prediction. *Composite Structures*. 2020;236(3):111915. DOI: 10.1016/j.compstruct.2020.111915
13. Jois KC, Welsh M, Gries T, et al. Numerical Analysis of Filament Wound Cylindrical Composite Pressure Vessels Accounting for Variable Dome Contour. *Journal of Composites Science*. 2021;5(2):56. DOI: 10.3390/jcs5020056
14. Azeem M, Ya HH, Alam MA, et al. Application of Filament Winding Technology in Composite Pressure Vessels and Challenges: A Review. *Journal of Energy Storage*. 2022;49:103468. DOI: 10.1016/j.est.2021.103468
15. Błachut A, Wollmann T, Panek M, et al. Influence of fiber tension during filament winding on the mechanical properties of composite pressure vessels. *Composite Structures*. 2023;304:116337. DOI: 10.1016/j.compstruct.2022.116337
16. Wang X, Tian M, Chen X, et al. Advances on materials design and manufacture technology of plastic liner of type IV hydrogen storage vessel. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2022;47(13):8382–8408. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2021.12.198
17. Mikroni M, Koutsoukis G, Vlachos D, et al. Design, Analysis, and Testing of a Type V Composite Pressure Vessel for Hydrogen Storage. *Polymers*. 2024; 16(24):3576. DOI: 10.3390/polym16243576
18. Air A, Oromiehie E, Prusty BG. Design and manufacture of a Type V composite pressure vessel using automated fibre placement. *Composites Part B: Engineering*. 2023;266(12):111027. DOI: 10.1016/j.compositesb.2023.111027
19. Smith RP, Qureshi Z, Scaife RJ, et al. Limitations of processing carbon fibre reinforced plastic/polymer material using automated fibre placement technology. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*. 2016;35(21):1527–1542. DOI: 10.1177/0731684416659544
20. Wehbe R, Sacco C, Radwan AB, et al. Influence of process parameters in AFP fiber steering on cylinders: Constant curvature paths. *Composites Part C: Open Access*. 2020;2(2):100036. DOI: 10.1016/j.jcomc.2020.100036
21. Oromiehie E, Prusty BG, Compston P, et al. Automated fibre placement based composite structures: Review on the defects, impacts and inspections techniques. *Composite Structures*. 2019;224:110987. DOI: 10.1016/j.compstruct.2019.110987

22. Васильев В.В., Мороз Н.Г. Композитные баллоны давления. Проектирование, расчет, изготовление и испытание. М.: Инновационное машиностроение, 2015. 373 с.
Vasiliev VV, Moroz NG. *Composite Pressure Vessels: Design, Analysis, Manufacturing and Testing: Reference Handbook*. Moscow: Innovatsionnoe mashinostroenie; 2015. 373 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию / Received 27.07.2026
Одобрена после рецензирования / Revised 04.08.2026
Принята к публикации / Accepted 24.08.2026