

К.Г. ЖЕСТКОВ^{1, 2}, А.М. КОНКИН¹, В.Н. КРАСАВЦЕВ¹

¹ АО «Центральное конструкторское бюро морской техники «Рубин», Санкт-Петербург

² Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург

К РАСЧЕТУ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ОБОЛОЧЕК МАЛОГО ДИАМЕТРА В СОСТАВЕ ЖЕСТКИХ СВЯЗЕЙ ОСНОВНЫХ КОРПУСОВ ПОДВОДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Разработана аналитическая расчетная схема для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) оболочки малого диаметра, входящей в состав жесткой связи корпуса подводного технического средства. Выполнено обоснование рассматриваемого конструктивного решения при помощи аналитических и численных расчетных моделей. Применяются аналитические зависимости технической теории тонких оболочек и верификационное конечноэлементное моделирование на базе параболических конечных элементов (КЭ).

Получены аналитические зависимости для определения НДС оболочки малого диаметра при изгибе подкрепляющих кольцевых ребер жесткости. Подтверждена необходимость выполнения расчетного требования к назначению характерного размера КЭ оболочки вблизи подкрепляющих связей. Параметрический размер КЭ, зависящий от радиуса и толщины оболочки вблизи подкрепляющих связей, является основой для построения численных расчетных моделей. Последнее особенно важно в задачах оптимизации конструкций.

Ключевые слова: оболочка малого диаметра, основной корпус, жесткая связь, напряженно-деформированное состояние, моделирование, размер конечного элемента.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

Для цитирования: Жестков К.Г., Конкин А.М., Красавцев В.Н. К расчету напряженно-деформированного состояния оболочек малого диаметра в составе жестких связей основных корпусов подводных технических средств. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; Специальный выпуск 2: 64–68.

УДК 629.57:629.5.021.1

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-2-S-I-64-68

K.G. ZHESTKOV^{1, 2}, A.M. KONKIN¹, V.N. KRASAVTSEV¹

¹ Central Design Bureau of Marine Engineering JSC “Rubin”, Marata str., 90, St. Petersburg, Russia

² St. Petersburg State Marine Technical University, Lotsmanskaya str., 3, St. Petersburg, Russia

ON THE STRESS-STRAIN ANALYSIS OF LOW-DIAMETER SHELLS IN RIGID MEMBERS OF MAIN HULLS FOR UNDERWATER TECHNOLOGY

An analytic design model was developed for evaluating the stress-strain state of a small-diameter shell being a part of an underwater facility hull rigid member. Justification of the considered structural concept was made by using analytical and numerical design models. Analytical relationships of the engineering theory of thin shells and verification finite-element simulation based on parabolic finite elements (FE) are applied.

The relationships for small-diameter shell stress-strain analysis under bending of reinforcing circular stiffeners are obtained. The necessity to meet the design requirements to specifying the characteristic dimension of the shell FE near the reinforcing members is confirmed. The parametric FE dimension depending on the shell radius and thickness near the reinforcing members is a base for generating numerical design models. The latter is especially important in structural optimization problems.

Key words: low-diameter shell, main hull, rigid member, stress-strain state, simulation, size of finite element.

Authors declare lack of the possible conflicts of interest.

For citations: Zhestkov K.G., Konkin A.M., Krasavtsev V.N. On the stress-strain analysis of low-diameter shells in rigid members of main hulls for underwater technology. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018; Special issue 2: 64–68 (in Russian).

UDC 629.57:629.5.021.1

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-2-S-I-64-68

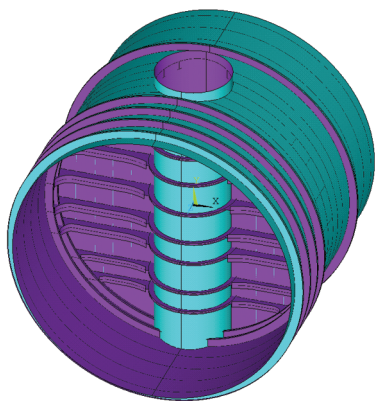
Введение

В процессе разработки перспективных объектов подводной техники, в том числе средств сейсморазведки на арктическом шельфе, перед проектантом встают задачи компактного размещения оборудования и соответствующей компоновки корпусных конструкций в составе основного корпуса (ОК). Достаточно часто требуется совместить функциональность отдельных элементов корпусных конструкций в составе единого конструктивного решения, не выходя за рамки традиционных и промышленно освоенных конструктивных форм ОК. Примером такого гибридного конструирования может служить шахта для размещения спуско-подъемного комплекта сейсморазведочного оборудования, выполненная в виде круговой цилиндрической оболочки с кольцевыми ребрами, которая включена в состав жесткой связи ОК – межотсечной поперечной переборки (ПП) (рис. 1).

Конструктивно шахта выполнена сквозной, проходящей вертикально через оболочку ОК в диаметральной плоскости (ДП). Вертикальная ось шахты является теоретической линией пересечения ДП и плоскости ПП. По торцам шахты устанавливаются водонепроницаемые крышки, рассчитанные на полное забортное давление. Представленная конструкция рассматривается как оболочка малого диаметра в составе жесткой связи.

Основной интерес представляет эксплуатационный случай всестороннего внешнего давления, который является определяющим по циклическим напряжениям в конструкции. Шахта принимается либо порожней, либо заполненной при открытых крышках.

Рис. 1. Конструктивная схема расположения вертикальной шахты в плоской переборке



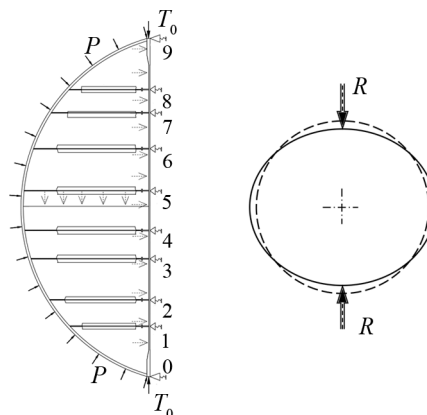
Анализ напряженно-деформированного состояния конструкции

В соответствии с принятой практикой проектирования напряженно-деформированное состояние (НДС) такой гибридной конструкции рассматривается в комплексе на основе аналитических расчетных схем и численного конечноэлементного (КЭ) моделирования.

Аналитическая расчетная схема при деформировании в плоскости ПП построена на базе идеализации полупереборки в виде многоопорной балки, расчет которой выполняется с учетом переменных жесткостей на изгиб, сдвиг и сжатие. Со стороны ОК полупереборка воспринимает нагрузку от равномерного внешнего давления p , с торцов оболочки малого диаметра – усилия сжатия T_0 , приходящие от крышек. Кольцевые ребра жесткости шахты (шпангоуты) учитываются в качестве независимых упругих опор. Их податливости определяются по схеме изгиба кругового кольца, работающего в составе протяженной цилиндрической оболочки шахты под действием двух радиальных сил R (рис. 2).

Кроме расчета НДС полупереборки и шпангоутов шахты требуется определить величины наибольших суммарных напряжений σ_1 в обшивке шахты, действующих в вертикальном направлении. Для указанной задачи применяются аналитические решения для колец, составленных из тонкостенных элементов. За основу аналитической расчетной схемы приняты работы В.Л. Бидермана и В.И. Феодосьева, посвященные плоскому изгибу тонкостенных кривых профилей [1–3].

Рис. 2. Расчетные схемы для определения НДС полупереборки и шпангоутов шахты



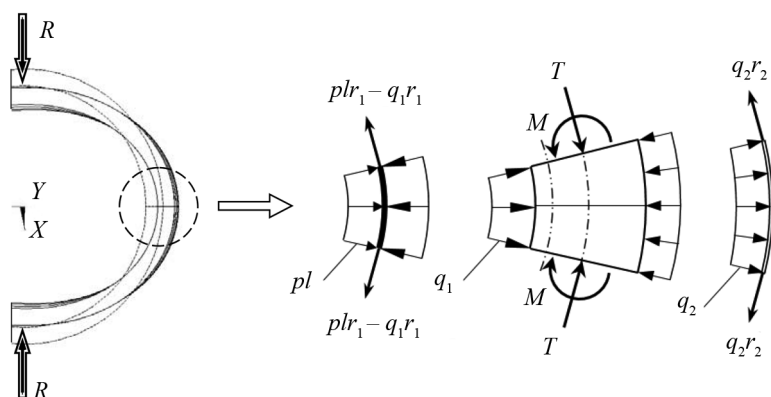


Рис. 3. Расчетная схема для определения НДС обшивки шахты при изгибе шпангоута

Расчетные местные напряжения в обшивке шахты у шпангоута рассматриваются в районах максимумов изгибающих моментов в сечениях шпангоутов по ДП.

Выполняется расчет изгиба и сжатия наиболее нагруженного шпангоута как тонкостенного кривого бруса, состоящего из цилиндрических оболочек (присоединенный и свободный пояски) и плоской кольцевой пластины (стенка).

Разрешающая система уравнений при чистом изгибе и сжатии – уравнения совместности окружных деформаций оболочек и плоской стенки по линиям соединения на рис. 3: R – реакции взаимодействия шпангоута с переборкой; q_1, q_2 – усилия взаимодействия стенки с поясками; r_1 – радиус обшивки шахты, r_2 – радиус свободного пояска шпангоута.

Конечноэлементное моделирование

КЭ моделирование выполняется с применением программного комплекса ANSYS Mechanical APDL. Тип КЭ, принятый для моделирования, – параболический 8-узловой SHELL281, работоспособность которого неоднократно доказана, в особенности в зонах краевых эффектов. Размер КЭ обшивки шахты около ребра жесткости или жесткой связи принят равным $E_{SIZE} \leq (0,2 - 0,25)\sqrt{rt}$, где r и t – радиус и толщина оболочки. Данный размер КЭ обеспечивает определение изгибных напряжений в тонкой оболочке с точностью до 1 % [4].

Характерный размер конечного элемента оболочек

В результате ранее выполненных расчетных исследований установлено, что сходимость величины продольных суммарных напряжений σ_1 в оболочке

к точному аналитическому значению зависит от соотношения линейного размера КЭ и протяженности краевого эффекта в долях от \sqrt{rt} . Исследования выполнялись на примере круговых цилиндрических оболочек, подкрепленных регулярно установленными шпангоутами одинаковой жесткости [4].

Было показано, что КЭ типа SHELL281 позволяет получать расчетные напряжения, практически совпадающие (с точностью до 1 %) с аналитическими значениями при относительно небольшом количестве элементов вдоль образующей. С увеличением числа элементов SHELL281 решение быстро выходит на асимптоту и дает совпадение с аналитическим (с точностью до учета деформаций поперечного сдвига).

Линейный 4-узловой КЭ типа SHELL181 в формулировке KEYOPT(3) = 2, т.е. Full Integration, и KEYOPT(5) = 1, т.е. с учетом начальной кривизны оболочки, не обеспечивает необходимой точности определения продольных суммарных напряжений даже при большом количестве элементов вдоль образующей (различие с аналитикой – более 5 %).

На рис. 4 приводятся графики безразмерных напряжений $\bar{\sigma}_1 = \sigma_1 / \sigma_2^0$ (продольных суммарных напряжений в долях от котельных $\sigma_2^0 = pr/t$), построенные в зависимости от количества КЭ SHELL281 и SHELL181 вдоль образующей. Сравнение SHELL281 и SHELL181 выполнено при одинаковом числе узлов между шпангоутами.

Попытка выявить работоспособность КЭ SHELL181 в зонах краевых эффектов путем варьирования коэффициента линейного сгущения и изменения числа элементов не привела к удовлетворительным результатам. Для достижения одинаковой точности необходимо, чтобы характерный размер КЭ SHELL181 был на порядок меньше, чем размер КЭ SHELL281 (рис. 5).

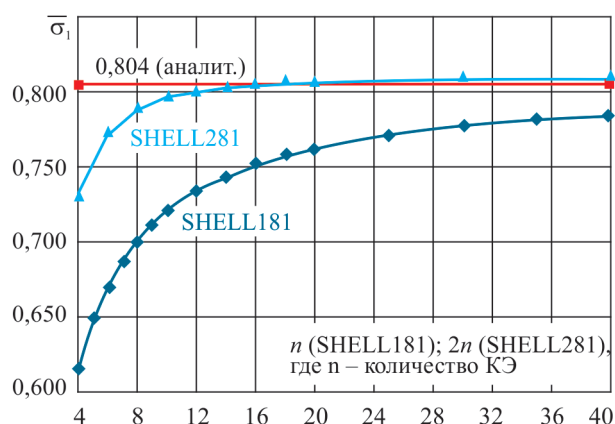


Рис. 4. Сравнительная сходимость относительных напряжений $\bar{\sigma}_1$ в зависимости от количества КЭ вдоль шпации

Таким образом, характерный размер КЭ в районе ребра жесткости или жесткой связи, обеспечивающий точность определения напряжений до 1 %, составляет:

- для SHELL281 $ESIZE = (0,2 - 0,25)\sqrt{rt}$;
- для SHELL181 $ESIZE = 0,02\sqrt{rt}$.

Может показаться, что предъявляемое требование к точности определения σ_1 до 1 % слишком жесткое и что с практической точки зрения достаточно определения σ_1 с точностью до 5 %. Но достигнуть даже практической точности при помощи SHELL181 часто не представляется возможным. Следует отметить, что в рассматриваемых здесь случаях приводится оценка расчетного напряжения снизу, т.е. с ошибкой в опасную сторону. Поэтому при широком применении SHELL181 без контроля его размера в долях от \sqrt{rt} велика вероятность появления крупных ошибок, особенно при расчете оболочек малого диаметра.

Результаты расчета НДС

Методы расчета	Максимальные радиальные перемещения шпангоута в плоскости ПП, мм	Напряжения σ_1 в обшивке шахты на наружной и внутренней поверхностях	
		Крышки закрыты	Крышки открыты
Аналитический	17,3	$\frac{-0,50 \sigma_T}{+0,59 \sigma_T}$	$\frac{-0,56 \sigma_T}{+0,93 \sigma_T}$
МКЭ	18,7	$\frac{-0,47 \sigma_T}{+0,60 \sigma_T}$	$\frac{-0,51 \sigma_T}{+0,89 \sigma_T}$

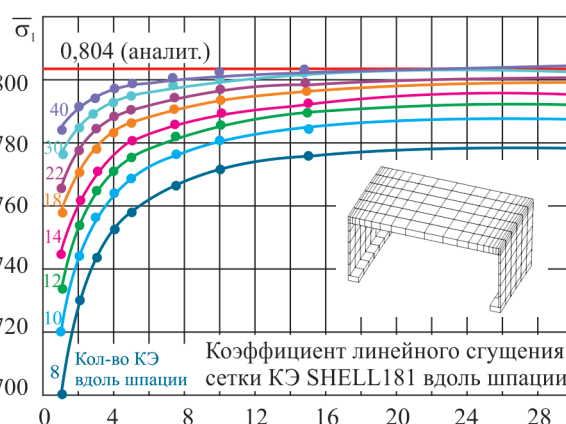


Рис. 5. Сравнительная сходимость относительных напряжений $\bar{\sigma}_1$ в зависимости от количества КЭ SHELL181 и сгущения сетки вдоль шпации

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния

Полученные результаты расчетов перемещений и напряжений в долях от предела текучести σ_T приведены в таблице и на рис. 6. Расхождение результатов расчета по аналитическим зависимостям и по методу конечных элементов (МКЭ) составляет до 10 %. В данной задаче в качестве основного фактора, влияющего на сходимость аналитических и численных результатов, выступает сложность определения коэффициентов податливостей опор полупереборков в районах комингсов шахты.

Выводы

В результате расчетного исследования:

- разработана аналитическая расчетная схема, состоящая из решений нескольких отдельных задач, объединенных методом суперпозиций;

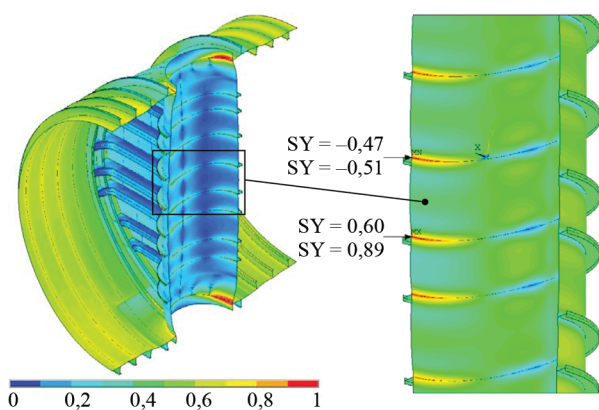


Рис. 6. Общее НДС конструкции полупереборки с шахтой

- проведено численное КЭ моделирование с учетом особенностей краевых эффектов, характерных для тонких оболочек малого диаметра, в которых важен линейный размер КЭ SHELL281, равный $ESIZE \leq (0,2 - 0,25)\sqrt{rt}$;
- выполнено взаимное подтверждение аналитических и численных результатов расчетного анализа;
- обоснована возможность данного конструктивного исполнения.

В задачах численной оптимизации оболочек малого диаметра размер КЭ обшивки, назначаемый вблизи кольцевых ребер жесткости и жестких связей, должен вводиться в виде функции параметров проектирования. Данное обстоятельство приводит к необходимости построения адаптивной КЭ сетки.

Библиографический список

1. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник. В 3 т. / Под общ. ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968.
2. Пономарев С.Д., Бидерман В.Л., Лихарев К.К., Макушин В.М., Малинин Н.Н., Феодосьев В.И. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 1. М.: Машгиз, 1956.

3. Бидерман В.Л. Чистый изгиб тонкостенного кривоугольного бруса, состоящего из цилиндрических и плоских элементов / Труды кафедры «Сопротивление материалов» МВТУ. М.: МВТУ, 1948.
4. Жестков К.Г. Расчет несущей способности цилиндрического отсека с отклонениями формы / Научно-техническая конференция по строительной механике корабля «Бубновские чтения». Тезисы докладов. СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2014.

Сведения об авторах

Жестков Кирилл Геннадьевич, конструктор 1 категории высшей квалификации АО «Центральное конструкторское бюро морской техники «Рубин». Адрес: 191119, Россия, г. Санкт-Петербург, ул. Марата, 90. Телефон: +7 (812) 494-10-73; доцент кафедры конструкции и технической эксплуатации судов ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет». Адрес: 190121, Россия, г. Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3. Телефон: +7 (911) 171-32-07. E-mail: kirillzhestkov@rambler.ru.

Конкин Антон Михайлович, конструктор 1 категории АО «Центральное конструкторское бюро морской техники «Рубин». Телефон: +7 (812) 494-17-78. E-mail: a_konkin@mail.ru.

Красавцев Виктор Николаевич, заместитель начальника отдела – начальник сектора АО «Центральное конструкторское бюро морской техники «Рубин». Телефон: +7 (812) 494-13-83. E-mail: krasavtsev62@rambler.ru.

Поступила / Received: 04.03.18
Принята в печать / Accepted: 03.05.18
© Коллектив авторов, 2018