

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ СОСУДА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С ИСПОЛЗОВАНИЕМ СТАНДАРТА ASME И МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

**Мандлате Р.В.Ф.**

Научный руководитель - профессор П.В. Бурков

*Национальный Исследовательский Томский Политехнический Университет, г. Томск, Россия*

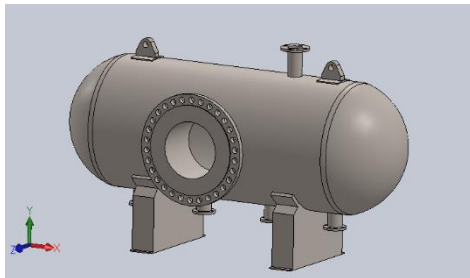
Сосуд высокого давления – это контейнер с перепадом давления внутри и давление окружающей среда. В сосуде создается высокое давление, для этого он должен выдерживать несколько сил, возникающих из-за внутреннего давления, поэтому его выбор является наиболее важным. В нефтегазовой отрасли используются для ведения химических и тепловых процессов, а также для хранения и транспортировки сжатых, сжиженных и растворённых газов и жидкостей под давлением. В целях безопасности на международном уровне эти сосуды разработаны в соответствии со американской стандартам ASME (Американское общество инженеров-механиков). Срок службы сосуда при циклической эксплуатации зависит от количества циклов, которым оно подвергается. Кривые усталостной долговечности, используемые в соответствии с ASME VIII раздел 2 для расчета допустимого жизненного цикла сосуда, основаны на большом коэффициенте безопасности по сравнению с фактическими кривыми жизненного цикла. Используем этот метод усталости для расчета допустимого количества рабочих циклов с коэффициентом безопасности, а не для прогнозирования срока службы сосуда, который обычно будет больше.

Целью данной работе является анализ усталости модели сосуда высокого давления для оценки повреждений, вызванных повторяющимися стрессовыми событиями. Проектирование сосуда высокого давления и расчет значения напряжения и деформации при изменении давления и температуры, а также оценка количества циклов в соответствии со стандартом ASME.

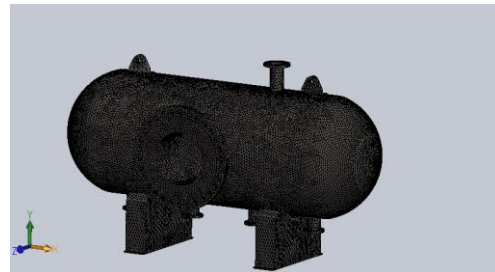
Построение 3D-модели сетки и анализ выполняются с помощью программного обеспечения *Solidworks 2017*. Проектные характеристики данного сосуда, следующие:

- Внутренний диаметр – 5000 мм;
- Длина корпуса – 10000 мм;
- Толщина стенки – 25 мм;
- Рабочая температура – 110 К;
- Внутреннее рабочее давление – 2,5 МПа;
- Материал – легированная сталь; предел текучести: 620 МПа.

Модель конечных элементов основана на 3D-модели САПР, состоящей из корпуса, конечных тарелок, сопел, выступов и опор седел. Модель представляет собой сетку с размером элементов 30 мм, общее количество элементов 143 940.

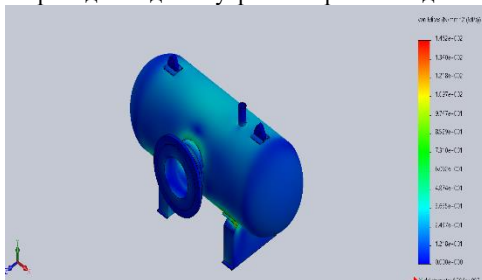


**Рис. 1. 3D-модель сосуда**

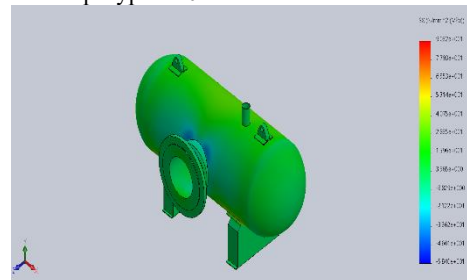


**Рис. 2. Конечно-элементная сетка**

Анализ проводился для внутреннего рабочего давления 2,5 МПа и температуры 110К.



**Рис. 3. Напряжения по Мизесу – 146,2 МПа**



**Рис. 4. Напряжения по оси X Sx – 90,32 МПа**

**Расчет усталостной долговечности в соответствии с ASME VIII, раздел 2, часть 5**

По расчетным данным (режим циклического давления от 0 МПа до 2,5 МПа) расчетное количество циклов составляет  $1 \times 10^8$ . Согласно пункту 5.5.3.2 (ASME VIII, раздел 2, часть 5, пункт 5.5.3.2) эффективная амплитуда переменного напряжения для k-го цикла.

$$S_{alt, k} = \frac{K_f K_{e,k} \Delta S_{p,k}}{2} \quad (1)$$

Где:  $\Delta S_{p, k} = 146,2$  МПа;

$K_f$  = усталостный коэффициент снижения прочности = 1,2 (ASME VIII, раздел 2, Таблица 5.11 [1]);

## СЕКЦИЯ 16. СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИИ ТРАНСПОРТИРОВКИ И ХРАНЕНИЯ НЕФТИ И ГАЗА

$K_{e,k}$  = коэффициент штрафа за усталость = 1 ( $\Delta S_{n,k} < \Delta S_{PS}$  ; т.е.  $146,2 < 500$  МПа) [1]

Решив (1), получаем  $S_{alt, k} = 87,72$  МПа.

Для расчета количества циклов ряда конструктивных циклов,  $N$ , может быть вычислена через таблицу 3.F.10 [1] по амплитуде напряжении  $S_{alt, k}$ :

$$N = 10^X \quad (2)$$

Таблица 1

### Результаты расчетных параметров напряжения [1]

Расчет усталостной долговечности в соответствии с ASME VIII, раздел 2, часть 5	
Амплитуд переменного напряжения – $S_{alt, k}$	87,7 МПа
Первичное мембранное напряжение – $S$	26,2 МПа
Напряжение повышенного амплитуда – $S_a$	43,3 МПа

Тогда по кодексе,  $X = 9,83$ .

Расчетное допустимое количество рабочих циклов  $N = 10^{9,83} = 6,76 \cdot 10^9$  циклов.

Коэффициент усталостного повреждения  $D_{f,k} = n_k / N_k = 0,00015 \leq 1$ . Этот коэффициент намного меньше единицы т.е. конструкция безопасная.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ усталости проводился для всего оборудования для заданных циклов регенерации, и выяснилось, что усталостный ресурс превышает требуемые циклы. Соответственно, можно сделать вывод, что все точки оценки усталости находятся в допустимых пределах, т.е. меньше предел текучести (620 МПа), указанных в кодексе. Наблюдаемая максимальная доля усталостных повреждений  $D_{f,k} = 0,015 \leq 1$ , как того требуют нормы. Наибольшее значение напряжения было 146,2 МПа получено вокруг сопла, где происходит взаимодействие между оболочкой и соплом, которые крепятся к сосуду. Расчет определит безопасность конструкции сосуда до изготовления, тем самым значительно сокращая время производства, предотвращая вероятность несчастных случаев со смертельным исходом за счет анализа усталости. Изменения в конструкции для повышения прочности стали проще благодаря предоставлению информации об участках сосуда, требующих геометрических изменений.

### Литература

1. A. S. M. E., Boiler and Pressure Vessel Code. "Section VIII division 2." *Rules for construction of pressure vessels, Appendix 1* (2010).
2. Deepak, Mr Ravi Krishnamoorthy Naman Shukla, and Taneja Sunny Bhardwaj. "A Methodolgy of Fatigue Analysis of Pressure Vessels by FEA." *International Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 12.4 (2017): 769-783p.
3. Kadarno, P., et al. "Fatigue Evaluation of Pressure Vessel using Finite Element Analysis based on ASME BPVC Sec. VIII Division 2." *Journal of Physics: Conference Series*. Vol. 1198. No. 4. IOP Publishing, 2019.
4. Lin, Guo-Qing, and Mao-Ting Wang. "Stress Analysis and Fatigue Analysis of Pressure Vessel Opening Tubing Based on ANSYS Software [J]." *Light Industry Machinery* 2 (2011).
5. Niranjana, S. J., Smit Vishal Patel, and Ankur Kumar Dubey. "Design and Analysis of Vertical Pressure Vessel using ASME Code and FEA Technique." *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 376. No. 1. IOP Publishing, 2018.
6. Xiao, Na, et al. "High cycle fatigue behavior of a low carbon alloy steel: The influence of vacuum carburizing treatment." *Engineering Failure Analysis* 109 (2020): 104215.

## РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ ИДЕНТИФИКАЦИИ УГРОЗ УЧАСТКОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ С КОРРОЗИОННЫМИ ДЕФЕКТАМИ В СЛОЖНЫХ ГЕОЛОГИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ

Нечаев Д.А.

Научный руководитель - профессор Л.А. Строкова

Национальный исследовательский Томский политехнический университет, г. Томск, Россия

Современный уровень развития магистрального транспорта углеводородов на территории Сибирского и Дальневосточного федеральных округов требует решения производственных задач, связанных с надежностью и долговечностью объектов транспорта, трассы которых находятся в зонах сложных геологических процессов. К наиболее опасным из них относят карст – процесс, представляющий собой совокупность геологических, гидрогеологических и техногенных процессов, обусловленный растворением пород с дальнейшим изменением структуры и, как следствие, образованием полостей, трещин и пустот, которые, в конечном итоге, приводят к деформации сооружений и объектов транспорта углеводородов. Системы трубопроводов, трассы которых пролегают через такие зоны, наиболее подвержены риску возникновения нежелательных деформаций, которые могут привести к потере герметичности стенки и, как следствие, аварийным ситуациям.

Стоит отметить, что, несмотря на внешние нагрузки, обусловленные геологическим строением пород, в которых находится объект магистрального транспорта углеводородов, трубопроводы подвергаются и внутренним нагрузкам, которые зависят в основном от свойств материала труб, транспортируемого продукта, а также коррозионных процессов, возникающих в стенке трубопровода. При этом, последний из перечисленных факторов внутренних нагрузок вносит наибольший вклад в развитие деформации тела трубопровода и представляет наибольшую опасность.