Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Институт прикладной математики и механики
Кафедра Теоретическая Механика

Диссертация допущена к защите
Зав. кафедрой
_____А. М. Кривцов
«____»_____2015 г.

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание академической степени

МАГИСТРА

Тема: *АНАЛИЗ ОТКЛИКА НЕСТАНДАРТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОЛОНН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ*

Направление: 151600 – Прикладная механика
Магистерская программа: – Механика и математическое моделирование

Выполнил: студент гр. 6054 **Д. А. Пятницкая**
Руководитель: аспирант
инженер ЗАО «НЕФТЕХИМПРОЕКТ» **О. В. Бразгина**

Санкт-Петербург
2015 г.

СОДЕРЖАНИЕ

Реферат 4

Введение 5

Глава 1. История развития методов проектирования и расчёта нефтеперерабатывающего оборудования 7

Глава 2. Метод конечных элементов. Основные соотношения 14

2.1 Определяющие соотношения теории упругости 14

2.2 Принцип возможных перемещений 16

2.3 Основная концепция МКЭ 17

2.4 Конечно-элементная модель области 18

2.5 Конечно-элементная модель функции 19

2.6 Определение элементных матриц жёсткости 19

2.7 Определение элементных векторов внешних воздействий 21

2.8 Формирование глобальной матрицы жёсткости и глобального вектора внешних воздействий 21

2.9 Решение системы конечно-элементных уравнений 22

2.10 Определение полей перемещений, напряжений и деформаций 22

Глава 3. Конечно-элементное моделирование штуцеров емкостного оборудования 24

3.1 Описание объекта исследования 24

3.2 Геометрическая модель стабилизационной колонны 25

3.3Техническая характеристика и материальное исполнение стабилизационной колонны 25

3.4 Расчёт люка при действии внутреннего давления26

3.5 Геометрическая модель люка. Постановка задачи 26

3.6 КЭ постановка задачи 29

3.7 Анализ напряжённо-деформированного состояния колонны 31

Глава 4. Линеаризация напряжений 36

4.1.Аналитическая оценка допускаемых нагрузок на штуцер36

4.2 Условия статической прочности элементов

сосудов под давлением36

4.3 Численный метод линеаризации напряжений 39

4.4 Линеаризация результирующих напряжений штуцера 41

4.5 Анализ результатов и оценка статической прочности люка 44

Глава 5. Оптимизация штуцеров емкостного оборудования 46

5.1.Сглаживание внутреннего угла в месте

врезки штуцера47

5.2 Сглаживание внешнего радиуса в месте сварного соединения 49

5.3 Анализ статической прочности оптимизированной конструкции 54

5.4 Оптимизация толщины патрубка и стенки люка 54

5.5 Сходимость конечно-элементного метода 57

5.6 Анализ напряжённо-деформированного состояния штуцера 58

5.7 Методические указания к построению геометрической модели штуцера. 61

Заключение 64

Приложение 1.Напряжения тройниковых соединениях. ASME66

Приложение 2. Безопасность жизнедеятельности70

Список литературы 79

РЕФЕРАТ

Диссертация 80 с., 53 рис., 4 табл., 2 прил.

Ключевые слова: СОСУД ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ, ШТУЦЕР, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ЛИНЕАРИЗАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ, МЕМБРАННЫЕ И ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ, ОЦЕНКА СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ.

В данной работе исследуется напряжённо-деформированное состояние штуцера, находящихся на корпусе стабилизационной колонны. Обосновывается выбор зон, в которых проводится оценка статической прочности.

Рассматриваются различные варианты оптимизации штуцеров, показываются их достоинства и недостатки

Наглядно демонстрируются ограничения нормативных документов, касающиеся расчёта технологических штуцеров при действии внешних статических нагрузок, вызванных трубопроводами. Предлагается методика расчёта таких штуцеров, которая позволяет учесть все силовые факторы, действующие на штуцер, и тем самым провести наиболее консервативный расчёт.

ВВЕДЕНИЕ

Современные нефтеперерабатывающие предприятия представляют собой комплекс сложных технологических установок, относящихся к опасным производственным объектам. Наиболее ответственным оборудованием на них являются сосуды высокого давления, которые используются на всех этапах переработки нефти.

Соединение технологических трубопроводов с сосудами осуществляется посредством штуцеров, которые приварены к корпусу аппарата. Помимо этого сосуды снабжены люками, обеспечивающими осмотр, очистку, монтаж и демонтаж разборных внутренних устройств, ремонт и контроль сосудов [1]. Основная опасность при эксплуатации таких сосудов заключается в возможности их разрушения при внезапном адиабатическом расширении газов и паров (т.е. физический взрыв). Часто причинами взрывов сосудов высокого давления являются ошибки, допущенные при проектировании изготовлении сосуда, дефекты материалов, потеря прочности в результате местных перегревов и ударов, превышение рабочего давления в результате отсутствия контрольно-измерительных приборов и предохранительных клапанов [2,3].

При проектировании сосудов и аппаратов часто встречаются задачи расчѐта прочности и жѐсткости узлов врезки штуцеров в корпус. Обычно требуется определить допускаемые нагрузки на место врезки или произвести поверочныйрасчѐт при заданных нагрузках.

Российская нормативная база, позволяющая производить такиерасчѐты, имеет ряд ограничений, накладываемых на расчѐтную модель. При определении допускаемых нагрузок на место врезки штуцера по ГОСТ Р52857.3-2007 учитываются не все внешние усилия, действующие на штуцер. Также не предусмотрена методика расчѐта толстостенного штуцера, что позволило бы получить точные результаты и более детально описать эффекты, возникающие в штуцерах при нагружении [4].

Сегодня для расчѐтов сосудов высокого давления активно применяются современные методы проектирования, основанные на широком использовании метода конечных элементов (МКЭ). Впервые МКЭ стали использовать для расчѐта сосудов в начале 1960-х. До этого времени все аппараты рассчитывались по предельным нагрузкам, и нормативные документы, конечно же, не могли охватить всех особенностей такого оборудования [6]. В этом можно убедиться на примере исследования, проведѐнного в Швейцарском Федеральном Технологическом Институте (SwissFederalInstituteofTechnology). Было проанализировано 800 крупных аварий, связанных со взрывами сосудов высокого давления. Из них 36% произошли из-за ограниченности нормативных документов и правил проектирования.

Расчѐт с использованием МКЭ, напротив, позволяет учитывать влияние температурных градиентов, нагрузок на штуцеры, сейсмических и ветровых нагрузок, сварки и т.д. Поэтому анализ прочности и надѐжности сосудов высокого давления с использованием МКЭ на сегодняшний день является актуальной задачей.

Таким образом, целью данной работы является оптимизация и нормирование нестандартных элементов конструкций, на примере скруббера высокого давления.

Для этого рассматривается конечно-элементная модель люка, отмечаются недостатки геометрии штуцера, производится оценка допускаемых напряжений, сравнение результирующих напряжений с нормами ASME и ГОСТ, оценка нормальных компонент напряжений по ГОСТ, проводится модернизация геометрии штуцера, а также предлагается методика по усилению штуцера.

ГЛАВА 1. ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Сегодня нефть стала основой энергетики и ряде отраслей промышленности. Но использовалась она ещё в глубокой древности — в IV веке до нашей эры, по сведениям, приводимым Плутархом, нефть применялась как горючий материал для освещения. Её хранили как в глиняных сосудах, так и в земляных ямах глубиной до 5 метров, вырытых в глинистых грунтах. Также было замечено, что нефть на поверхности земли подвергается превращениям. Лужи нефти высыхали и оставляли тёмную густую жидкость, которую в древней Шумерии использовали в строительстве, военном деле и медицине для лечения кожных заболеваний.

Современные нефтеперерабатывающие предприятия представляют собой комплекс сложных технологических установок, относящихся к опасным производственным объектам. Наиболее ответственным оборудованием на них являются сосуды высокого давления, которые представляют собой герметично закрытые ёмкости, предназначенные для ведения химических и тепловых процессов, а также для хранения и перевозки сжатых, сжиженных и растворенных газов и жидкостей под давлением.

История первых сосудов, работающих под давлением, берет своё начало на рубеже XVII века. В Англии возникает острая потребность в машине по откачке воды из угольных шахт. В 1698 году, Томас Севери, зарегистрировал первый патент на устройство паровой машины для подъёма воды. Паровой насос Томаса Севери состоял из парового котла и рабочего цилиндра (см. Рисунок 1).

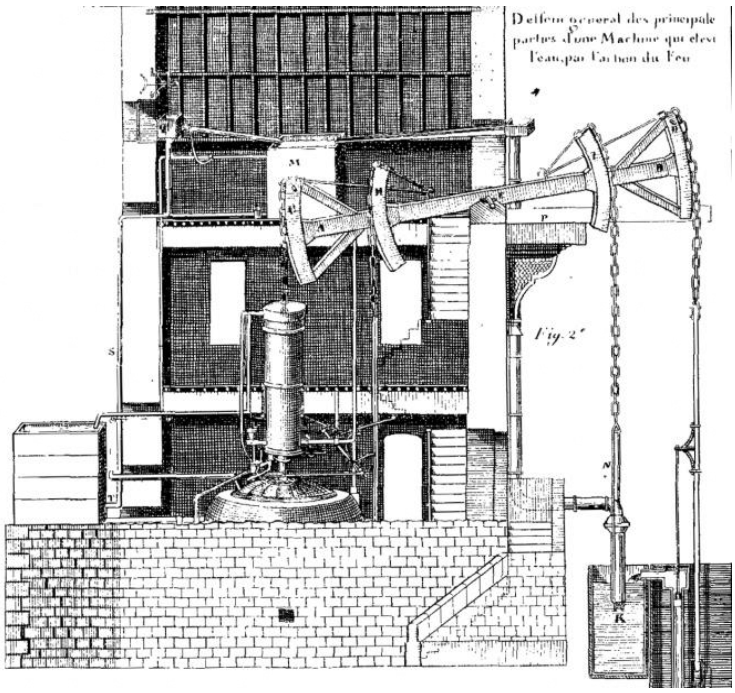


Рисунок 1. Устройство первой паровой машины

Высота подъёма воды зависела от давления пара в котле, который представлял собой цилиндр с плоскими крышками.

В этот период паровых установок давление в сосудах было низкое – одна атмосфера, поэтому вопрос об их прочности не являлся решающим [15].

Главный вектор развития паровых установок – это повышение производительности котла путём повышения давления в нем, что фактически ограничивалось механической прочностью котлов. В конце 18 века экспериментально установили, что прочность цилиндра при заданном давлении тем больше, чем меньше его диаметр. Также стало известно, что обеспечение прочности котла требовало шаровой формы его днищ, в отличие от плоских крышек.

Основная опасность при эксплуатации таких сосудов заключается в возможности их разрушения при внезапном адиабатическом расширении газов и паров (т.е. физический взрыв). Причинами взрывов сосудов, работающих под давлением, могут быть ошибки, допущенные при проектировании и изготовлении сосуда, дефекты материалов, потеря прочности в результате местных перегревов и ударов, превышение рабочего давления в результате отсутствия или

неисправности контрольно-измерительных приборов и предохранительных клапанов. Сосуды высокого давления используются с начала XIX века, накоплен огромный опыт их использования, часто – ценой человеческих жизней при взрывах. 20 марта 1905, ужасный взрыв котла произошёл на обувной фабрике в Броктоне, штат Массачусетс. Погибло 58 человек, пострадало 117. Ущерб от взрыва составил четверть миллиона долларов. После этой катастрофы появилась необходимость создания правил строительства паровых котлов для обеспечения их безопасной эксплуатации. Таким образом, в 1907 году в штате Массачусетс был утверждён первый нормативный документ, касающийся проектирования паровых котлов. Документ занимал 3 страницы. Аналогичные правила появлялись и в других штатах, где происходили взрывы сосудов [2].

13 февраля 1911 г. президентом Американского общества инженеров-механиков (AmericanSocietyofMechanicalEngineers, ASME) Эдвардом Мейером был утверждён первый нормативный документ, который назывался «BoilerConstructionCode». Это был первый стандарт для проектирования, изготовления, проверки и испытаний котлов и сосудов высокого давления, принятый в США [2].

На протяжении последующих 40 лет нормативные документы ASME претерпевали изменения, появлялись новые дополненные издания. В 1952 году был утверждён документ, который включал в себя все предыдущие издания – «ASMEUnfiredPressureVesselsCode, SectionVIII». В 1968 годупоявилисьдополнениякэтомуизданию – «Section VIII, Division 1, Pressure Vessel» и «Section VIII, Division 2, Alternative Rules for Pressure Vessel». Сегодня «ASMEBoilerCode» является основным из американских стандартов, которым руководствуются при проектировании сосудов высокого давления.

Часто причиной аварий является недостаточное укрепление штуцеров. Например, 6 ноября 1970 года в Ротерхэме (Англия) при проведении гидравлического испытания произошёл взрыв сосуда, который имел длину 34 м и диаметр 4,5 м (см. Рисунок 2).

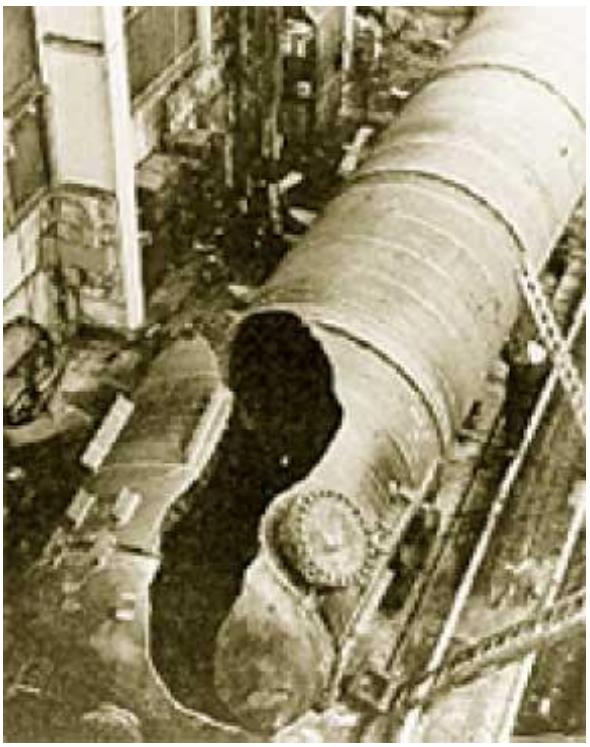


Рисунок 3. Последствия взрыва сосуда высокого давления

Проведённые исследования показали, что материал корпуса имел низкие прочностные характеристики при рабочей температуре, и ширина укрепляющего кольца люка была недостаточной. При этом на границе кольца имелась начальная трещина, вызванная водородным растрескиванием сварного шва [3].

В результате таких аварий появилась необходимость в методах расчёта и укрепления штуцеров. В связи с этим, помимо норм ASME, создаются правила «WeldingResearchCouncilBulletin», первое издание которых появилось в августе 1965 года (WRC №107). В них приведены экспериментальные и аналитические зависимости напряжений в определённых точках соединения штуцеров с корпусом при действии как внутреннего давления, так и внешних статических нагрузок [5]. В марте 1979 года появляются поправки и разъяснения к первому изданию. В них отражены новые зависимости напряжений (для штуцеров большого диаметра) и рекомендации, касающиеся укрепления штуцеров накладным кольцом.

В 1987 выходит приложение к WRC №107 – «LocalStressesinCylindricalShellsDuetoExternalLoadingsonNozzles –

SupplementtoWRCBulletin №107», в котором на основе теории оболочек откорректирована методика расчёта места врезки штуцеров в корпус сосуда, приближённо учитывающая податливость штуцеров. Также в этом приложении появляются рекомендации по конечно-элементному моделированию и оценке прочности жёсткости штуцеров [14].

В 2011 годувышлоновоеиздание WRC №357 – «Precision Equations and Enhanced Diagrams For Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells Due to External Loadings. ForImplementationofWRCBulletin 107». Особенность этого издания заключается в том, что все экспериментальные зависимости напряжений представлены в виде функций, точно описывающих эти зависимости. Это позволяет эффективно использовать экспериментально полученные данные при компьютерном моделировании сосудов высокого давления [16].

Стоит отметить вклад советских инженеров в основы технологии переработки нефти. В XVIII-XIX веках в России, как и в других странах, действовали отдельные примитивные НПЗ, на которых получали преимущественно осветительный керосин и смазочные масла. Большой вклад в развитие нефтепереработки внёс русский инженер-химик Александр Александрович Летний. Он разработал основы крекинга. Под его руководством были спроектированы и построены несколько нефтеперерабатывающих предприятий. В 1891 году Владимир Григорьевич Шухов изобрёл форсунку для сжигания жидкого топлива, что позволило применять мазут как топливо для паровых котлов [17]. Также он разработал методику расчётов стальных резервуаров большой ёмкости для хранения нефти, показанных на Рисунке 4, и первый организовал их строительство [18].

Рисунок 4. Резервуар для хранения нефти

Им выполнены фундаментальные труды, посвящённые расчётам нефтепроводов и их применению в промышленности. В частности, он рассчитал и построил первый в России нефтепровод от Балахнинских нефтяных промыслов до Баку. Однако основное развитие отечественных нормативных документов началось в послевоенный период, когда строились крупные нефтеперерабатывающие заводы в Омске, Краснодаре, Баку и других городах (см. Рисунок 5).

Рисунок 5. НПЗ

Сегодня для расчётов сосудов высокого давления активно применяются современные методы проектирования, основанные на широком использовании

метода конечных элементов (МКЭ). Впервые МКЭ стали использовать для расчёта сосудов в начале 1960-х. До этого времени все аппараты рассчитывались по предельным нагрузкам, и нормативные документы, конечно же, не могли охватить всех особенностей такого оборудования [6]. В этом можно убедиться на примере исследования, проведённого в Швейцарском Федеральном Технологическом Институте (SwissFederalInstituteofTechnology). Было проанализировано 800 крупных аварий, связанных со взрывами сосудов высокого давления. Из них 36% произошли из-за ограниченности нормативных документов и правил проектирования.

Расчёт с использованием МКЭ, напротив, позволяет учитывать влияние температурных градиентов, нагрузок на штуцеры, сейсмических и ветровых нагрузок, сварки и т.д. Поэтому анализ прочности и надёжности сосудов высокого давления с использованием МКЭ на сегодняшний день является актуальной задачей.

ГЛАВА 2. МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ. ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ

По своему характеру метод конечных элементов (МКЭ) относится к вариационно-разностным методам и базируется на дискретизации рассматриваемой области. С точки зрения физической интерпретации это означает, что исходная область – сплошная среда с бесконечно большим числом степеней свободы – заменяется дискретной моделью связанных между собой конечных элементов с конечным числом степеней свободы. Последующий вывод разрешающих уравнений для совокупности конечных элементов из вариационных принципов механики определяет вариационный характер метода. Этими двумя факторами определяется эффективность МКЭ при решении задач механики.

2.1 Определяющие соотношения теории упругости

Квазистатическая задача теории упругости в перемещениях для гетерогенной анизотропной среды заключается в решении дифференциальных уравнений равновесия в перемещениях:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \boldsymbol{f}_v = 0,$$

где $\boldsymbol{\sigma} = {}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \boldsymbol{\varepsilon}$ – обобщённый закон Гука;

$\boldsymbol{\sigma} = \sigma_{ij}\boldsymbol{e}_i\boldsymbol{e}_j = \boldsymbol{\sigma}^T$ – тензор напряжений (2-го ранга);

$\boldsymbol{\varepsilon} = \varepsilon_{ij}\boldsymbol{e}_i\boldsymbol{e}_j$ - тензор деформаций (2-го ранга).

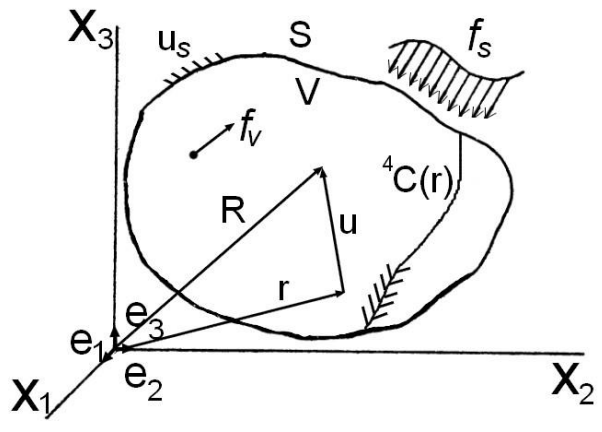


Рисунок 6. Тело V с приложенными объёмными и поверхностными нагрузками

В случае малых деформаций ($|\nabla \boldsymbol{u}| \ll 1$), тензор деформаций $\boldsymbol{\varepsilon}$ выражается через вектор перемещений с помощью соотношения Коши:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2}(\nabla \boldsymbol{u} + (\nabla \boldsymbol{u})^T) = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\boldsymbol{e}_i\boldsymbol{e}_j = \boldsymbol{\varepsilon}^T,$$

где $(\dots)^T$ – операция транспонирования;

$\varepsilon_{11} = \frac{\partial u_1}{\partial x_1}, \varepsilon_{22} = \frac{\partial u_2}{\partial x_2}, \varepsilon_{33} = \frac{\partial u_3}{\partial x_3}$ – относительные деформации;

$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\gamma_{ij},\ \gamma_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ – сдвиги.

Таким образом, $\boldsymbol{\sigma} = {}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \boldsymbol{\varepsilon} = {}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \nabla \boldsymbol{u}$.

Дифференциальные уравнения равновесия принимают вид:

$$\nabla \cdot ({}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \nabla \boldsymbol{u}) + \boldsymbol{f}_v = 0,$$

где $\boldsymbol{r} = x_k\boldsymbol{e}_k = x_1\boldsymbol{e}_1 + x_2\boldsymbol{e}_2 + x_3\boldsymbol{e}_3$ – радиус-вектор рассматриваемой точки, $\boldsymbol{r} \in V$ (Рисунок 2);

$\boldsymbol{u} = u_k\boldsymbol{e}_k$ – вектор перемещений;

$\nabla = \frac{\partial}{\partial x_k}\boldsymbol{e}_k$ – оператор Гамильтона;

${}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) = C_{ijkl}\,\boldsymbol{e}_i\boldsymbol{e}_j\boldsymbol{e}_k\boldsymbol{e}_l$ – тензор упругих модулей (4-го ранга);

$\boldsymbol{f}_v = f_{vk}\boldsymbol{e}_k$ – вектор объемных сил.

К системе уравнений равновесия добавляются граничные условия:

$\boldsymbol{u}|_s = \boldsymbol{u}_s(\boldsymbol{r})$ – кинематические граничные условия, $\boldsymbol{u}_s(r)$ – заданный на границе вектор перемещения;

$\boldsymbol{n} \cdot \boldsymbol{\sigma}|_s = \boldsymbol{n} \cdot {}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \nabla \boldsymbol{u}|_s = \boldsymbol{f}_s(\boldsymbol{r})$ – статические граничные условия, $\boldsymbol{f}_s(\boldsymbol{r})$ – заданный вектор поверхностных сил;

$\boldsymbol{u}|_{s_1} = \boldsymbol{u}_s(\boldsymbol{r}),\ \boldsymbol{n} \cdot \boldsymbol{\sigma}|_{s_2} = \boldsymbol{n} \cdot {}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \nabla \boldsymbol{u}|_{s_2} = \boldsymbol{f}_s,\ S = S_1 \cup S_2$ – смешанные граничные условия.

Определяющие соотношения в линейной теории упругости для гетерогенной анизотропной среды:

$\boldsymbol{\sigma} = {}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \boldsymbol{\varepsilon} = C_{ijmn}\,\varepsilon_{mn}\,\boldsymbol{e}_i\boldsymbol{e}_j$ – обобщённый закон Гука;

$\boldsymbol{\varepsilon} = {}^4\boldsymbol{S}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \boldsymbol{\sigma} = S_{ijmn}\,\sigma_{mn}\,\boldsymbol{e}_i\boldsymbol{e}_j$ – обобщенный закон Гука в обратной форме, где ${}^4\boldsymbol{S}(\boldsymbol{r})$ – тензор упругих податливостей (4-го ранга);

$\boldsymbol{\sigma} = \frac{\partial W(\boldsymbol{\varepsilon})}{\partial \boldsymbol{\varepsilon}}$ – формула Грина;

$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{\partial W(\boldsymbol{\sigma})}{\partial \boldsymbol{\sigma}}$ – формула Кастильяно;

$W(\boldsymbol{\varepsilon}) = \frac{1}{2}\boldsymbol{\varepsilon} \cdot\cdot \boldsymbol{\sigma} = \frac{1}{2}\boldsymbol{\sigma} \cdot\cdot^{4} \boldsymbol{S}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot \boldsymbol{\sigma} = W(\boldsymbol{\sigma})$ – удельная потенциальная энергия деформации линейно-упругого тела.

2.2 Принцип возможных перемещений

Рассматривается тело с объёмом V, ограниченное поверхностью S. Тело находится в равновесии под действием объёмных сил $\boldsymbol{f}_v$, поверхностных сил $\boldsymbol{f}_s$ и заданных перемещений на поверхности $\boldsymbol{u}_s$ (Рисунок 7). В теле возникают поля перемещений$\boldsymbol{u}(\boldsymbol{r})$, напряжений $\boldsymbol{\sigma}(\boldsymbol{r})$ и деформаций $\boldsymbol{\varepsilon}(\boldsymbol{r})$.

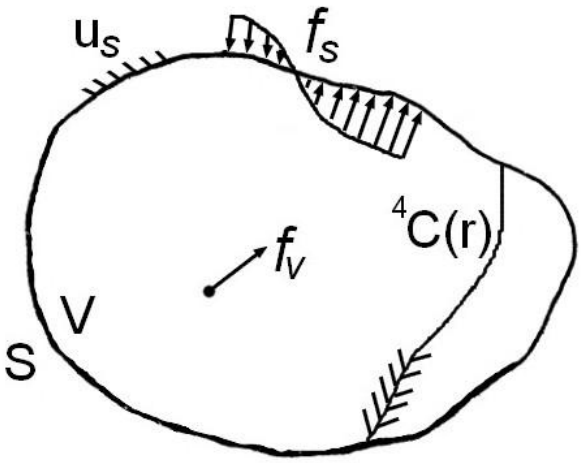


Рисунок 7. Тело V с приложенными объёмными и поверхностными нагрузками

Пусть перемещения тела $\boldsymbol{u}$ получили малые приращения $\delta\boldsymbol{u}$, которые совместимы с геометрическими и кинематическими связями. Так как на границе перемещения заданы $\boldsymbol{u}|_{s_1} = \boldsymbol{u}_s(\boldsymbol{r})$, то $\delta\boldsymbol{u}|_{s_1} = 0$.

Принцип возможных перемещений: для тела, находящегося в положении равновесия, работа внешних сил на возможных перемещениях равна вариации потенциальной энергии деформации.

$$\int_V \boldsymbol{f}_v \cdot \delta\boldsymbol{u} dv + \int_{s_2} \boldsymbol{f}_s \cdot \delta\boldsymbol{u} ds = \delta U$$

$$\delta U = \delta \int_V W(\boldsymbol{\varepsilon}) dv = \int_V \delta W(\boldsymbol{\varepsilon}) dv = \int_V \frac{\partial W(\boldsymbol{\varepsilon})}{\partial \boldsymbol{\varepsilon}} \cdot\cdot\, \delta \boldsymbol{\varepsilon}^T dv = \int_V \boldsymbol{\sigma} \cdot\cdot\, \delta \boldsymbol{\varepsilon}^T dv -$$

работа напряжений на соответствующих им возможных деформациях.

Из принципа возможных перемещений можно получить:

дифференциальные уравнения равновесия:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \boldsymbol{f}_v = 0 \qquad (\nabla \cdot ({}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \nabla \boldsymbol{u}) + \boldsymbol{f}_v = 0)$$

граничные условия:

$\boldsymbol{u}|_{s_1} = \boldsymbol{u}_s(\boldsymbol{r})$ – главные граничные условия,

$\boldsymbol{n} \cdot \boldsymbol{\sigma}|_{s_2} = \boldsymbol{n} \cdot \quad {}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot\, \nabla \boldsymbol{u}|_{s_2} = \boldsymbol{f}_s(\boldsymbol{r})$ – естественные граничные условия.

2.3 Основная концепция МКЭ

Основная идея МКЭ состоит в том, что любую непрерывную величину, такую как температура, давление и перемещение, можно аппроксимировать дискретной моделью, которая строится на множестве кусочно-непрерывных функций, определённых на конечном числе подобластей.

При построении дискретной модели непрерывной величины поступают следующим образом [7]:

- в рассматриваемой области фиксируется конечное число точек, которые называются узловыми точками или просто узлами.
- значение непрерывной величины в каждой узловой точке считается переменной, которая должная быть определена.
- область определения непрерывной величины разбивается на конечное число подобластей, называемых конечными элементами. Эти элементы имеют общие узловые точки и в совокупности аппроксимируют форму области.

Непрерывная величина аппроксимируется на каждом элементе полиномом, который определяется с помощью узловых значений этой величины. Для каждого элемента определяется свой полином, но полиномы подбираются таким образом, чтобы сохранялась непрерывность величины вдоль границ элемента.

2.4 Конечно-элементная модель области

Объем V, ограниченный поверхностью S, представляется в виде совокупности конечных элементов (КЭ) с объёмом $V^{(e)}, e = \overline{1, NE}$, NE – общее количество конечных элементов (Рисунок 8). Конечные элементы имеют общие узловые точки (узлы), каждая из которых имеет номер $J, J = \overline{1, NN}$, NN – общее количество узлов.

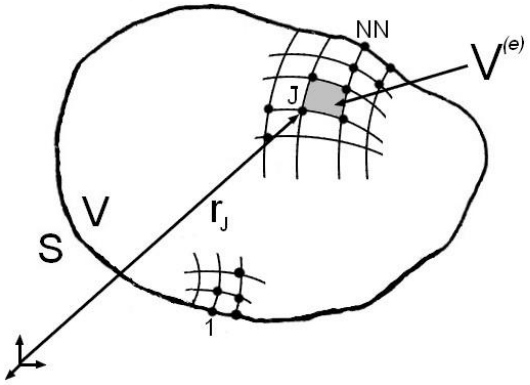


Рисунок 8. Конечно-элементная модель области

$\boldsymbol{X}$ – глобальный вектор координат узлов, $\boldsymbol{X} = \{\dots, X_j^T, \dots\}^T, J = \overline{1, NN}$.

$\boldsymbol{x}^{(e)} = \{\dots, x_j^T, \dots\}^T$ – элементный вектор координат узлов, $J = \overline{1, m_g NDF}$,

где m_g – число узлов, по которым строится конечный элемент (Рисунок 9), NDF – число степеней свободы.

Элементный вектор координат узлов может быть получен из глобального вектора: $\boldsymbol{x}^{(e)} = \boldsymbol{a}_g^{(e)} \boldsymbol{X}$, где $\boldsymbol{a}_g^{(e)}$ – матрица селекции.

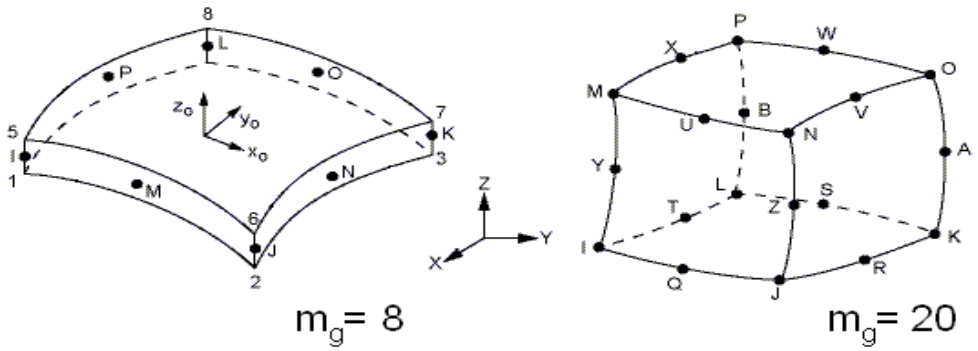


Рисунок 9. Примеры конечных элементов

2.5 Конечно-элементная модель функции

В качестве основных неизвестных в МКЭ принимаются узловые значения искомой функции. Введём в рассмотрение следующие векторы:

$\boldsymbol{U}$ – глобальный вектор узловых перемещений, $\boldsymbol{U} = \left(\dots, U_j^T, \dots\right)^T,\ J = \overline{1, NN}$

$\boldsymbol{u}^{(e)}$ –элементный вектор узловых перемещений, который формируется из глобального вектора узловых перемещений $\boldsymbol{U}$ при помощи матрицы кинематических связей$\boldsymbol{a}_f^{(e)}$ (матрицы селекции):

$$\boldsymbol{u}^{(e)} = \boldsymbol{a}_f^{(e)}\boldsymbol{U}$$

После того, как выбраны узловые неизвестные, строится интерполяционный полином, который определяет закон изменения искомой функции в пределах конечного элемента через узловые значения.

Определим вектор неизвестных перемещений $\boldsymbol{u} = \{u_1, u_2, u_3\}^T$ в произвольной точке конечного элемента с радиус-вектором $\boldsymbol{x} = \{x_1, x_2. x_3\}^T$:

$$\boldsymbol{u}(\boldsymbol{x}) = \boldsymbol{N}^{f(e)}\boldsymbol{u}^{(e)} = \boldsymbol{N}^{f(e)}\boldsymbol{a}_f^{(e)}\boldsymbol{U}$$

где$\boldsymbol{x} = \boldsymbol{N}^{g(e)}\boldsymbol{x}^{(e)} = \boldsymbol{N}^{g(e)}\boldsymbol{a}_g^{(e)}\boldsymbol{X}$,

$\boldsymbol{N}^{f(e)}$ – матрица интерполяционных полиномов,

$\boldsymbol{N}^{g(e)}$ – матрица аппроксимирующих функций.

2.6 Определение элементных матриц жёсткости

В случае малых деформаций ($|\nabla \boldsymbol{u}| \ll 1$), тензор деформаций $\boldsymbol{\varepsilon}$ выражается через вектор перемещения с помощью соотношения Коши:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2}(\nabla \boldsymbol{u} + (\nabla \boldsymbol{u})^T) = (\nabla \boldsymbol{u})^S$$

Определим вектор деформаций:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{B}^{(e)}\boldsymbol{u}^{(e)} = \boldsymbol{B}^{(e)}\boldsymbol{a}_f^{(e)}\boldsymbol{U}$$

Соотношение Дюамеля-Неймана:

$$\boldsymbol{\sigma} = \ {}^4\boldsymbol{C}(\boldsymbol{r}) \cdot\cdot (\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0$$

Определим вектор напряжений:

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{D}^{(e)}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0,$$

где$\boldsymbol{D}^{(e)}$ – матрица упругости, $\boldsymbol{\varepsilon}_0$ – вектор начальных деформаций, $\boldsymbol{\sigma}_0$ – вектор начальных напряжений. $DIM\{\boldsymbol{\varepsilon}\} = DIM\{\boldsymbol{\varepsilon}_0\} = DIM\{\boldsymbol{\sigma}\} = DIM\{\boldsymbol{\sigma}_0\} = [6,1]$ – размерность соответствующих векторов, $DIM\{\boldsymbol{D}^{(e)}\} = [6,6]$ – размерность матрицы упругости.

Принцип возможных перемещений в матричной форме:

$$\int_V \delta\boldsymbol{\varepsilon}^T \cdot \boldsymbol{\sigma} dv = \int_V \delta\boldsymbol{u}^T \cdot \boldsymbol{f}_v dv + \int_{s_2} \delta\boldsymbol{u}^T \cdot \boldsymbol{f}_s ds$$

здесь $\boldsymbol{f}_v u \boldsymbol{f}_s$ - вектора объёмных и поверхностных сил соответственно.

Подставим в принцип возможных перемещений следующие соотношения:

$$\boldsymbol{u} = \boldsymbol{N}^{f^{(e)}} \boldsymbol{u}^{(e)} = \boldsymbol{N}^{f^{(e)}} \boldsymbol{a}_f^{(e)} \boldsymbol{U}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{B}^{(e)} \boldsymbol{u}^{(e)} = \boldsymbol{B}^{(e)} \boldsymbol{a}_f^{(e)} \boldsymbol{U}$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{D}^{(e)}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0 = \boldsymbol{D}^{(e)}\left(\boldsymbol{B}^{(e)} \boldsymbol{a}_f^{(e)} \boldsymbol{U} - \boldsymbol{\varepsilon}_0\right) + \boldsymbol{\sigma}_0$$

Используя принцип аддитивности:

$$\int_V (\dots) dv = \sum_{e=1}^{NE} \int_{V^{(e)}} (\dots) dv$$

$$\int_S (\dots) dv = \sum_{e_s=1}^{NE_s} \int_{S^{(e)}} (\dots) dS$$

где e_s – номера конечных элементов, грани которых лежат на поверхности S, получим:

$$\delta\boldsymbol{U}^T \left[\sum_{e=1}^{NE} \boldsymbol{a}_f^{(e)^T} \left(\int_{V^{(e)}} \boldsymbol{B}^{(e)^T} \boldsymbol{D}^{(e)} \boldsymbol{B}^{(e)} dv \right) \boldsymbol{a}_f^{(e)} \right]_1 \boldsymbol{U}$$

$$= \delta\boldsymbol{U}^T \left[\sum_{e=1}^{NE} \boldsymbol{a}_f^{(e)^T} \left(\int_{V^{(e)}} \boldsymbol{N}^{f^{(e)^T}} \boldsymbol{f}_v dv + \int_{S_2^{(e)}} \boldsymbol{N}^{f^{(e)^T}} \boldsymbol{f}_s dS + \int_{V^{(e)}} \boldsymbol{B}^{(e)^T} \boldsymbol{D}^{(e)} \boldsymbol{\varepsilon}_0 dv \right. \right.$$

$$\left. \left. - \int_{V^{(e)}} \boldsymbol{B}^{(e)^T} \boldsymbol{\sigma}_0 dv \right) \right]_2$$

В силу произвольности $\delta\boldsymbol{U}$ в объеме V получим:

$$[\dots]_1 \boldsymbol{U} = [\dots]_2$$

Введём обозначение:

$\boldsymbol{k}^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \boldsymbol{B}^{(e)^T} \boldsymbol{D}^{(e)} \boldsymbol{B}^{(e)} dv$ – элементная матрица жесткости.

2.7 Определение элементных векторов внешних воздействий

Введём обозначения:

$$\boldsymbol{f}_v^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \boldsymbol{N}^{f^{(e)^T}} \boldsymbol{f}_v dv$$

$$\boldsymbol{f}_s^{(e)} = \int_{S_2^{(e)}} \boldsymbol{N}^{f^{(e)^T}} \boldsymbol{f}_s dS$$

$$\boldsymbol{f}_{\varepsilon_0}^{(e)} = \int_{V^{(e)}} \boldsymbol{B}^{(e)^T} \boldsymbol{D}^{(e)} \boldsymbol{\varepsilon}_0 dv$$

$$\boldsymbol{f}_{\sigma_0}^{(e)} = -\int_{V^{(e)}} \boldsymbol{B}^{(e)^T} \boldsymbol{\sigma}_0 dv$$

$\boldsymbol{f}_v^{(e)}, \boldsymbol{f}_s^{(e)}, \boldsymbol{f}_{\varepsilon_0}^{(e)}, \boldsymbol{f}_{\sigma_0}^{(e)}$ – элементные векторы внешних воздействий, отвечающие заданным полям объемных, поверхностных сил, начальных деформаций и начальных напряжений соответственно.

2.8 Формирование глобальной матрицы жёсткости и глобального вектора внешних воздействий

На основе вычисленных элементных матриц жёсткости$\boldsymbol{k}^{(e)}$и векторов внешних нагрузок $\boldsymbol{f}_v^{(e)}, \boldsymbol{f}_s^{(e)}, \boldsymbol{f}_{\varepsilon_0}^{(e)}, \boldsymbol{f}_{\sigma_0}^{(e)}$ $(e = \overline{1, NE})$ формируется глобальная матрица жесткости:

$$\boldsymbol{K} = \sum_{e=1}^{NE} \boldsymbol{a}_f^{(e)^T} \boldsymbol{k}^{(e)} \boldsymbol{a}_f^{(e)}$$

и глобальный вектор внешних воздействий:

$$\boldsymbol{F} = \sum_{e=1}^{NE} \boldsymbol{a}_f^{(e)^T} \left(\boldsymbol{f}_v^{(e)} + \boldsymbol{f}_s^{(e)} + \boldsymbol{f}_{\varepsilon_0}^{(e)} + \boldsymbol{f}_{\sigma_0}^{(e)} \right)$$

где $\boldsymbol{a}_f^{(e)}$ – матрица кинематических связей.

Таким образом, из принципа возможных перемещений получаем систему конечно-элементных уравнений:

$$\boldsymbol{KU} = \boldsymbol{F},$$

$$\boldsymbol{K} = \boldsymbol{K}^T, u \forall \boldsymbol{X} \neq 0 : \boldsymbol{X}^T \boldsymbol{K} \boldsymbol{X} > 0, DIM\{\boldsymbol{K}\} = [NN \cdot NDF, NN \cdot NDF]$$

2.9 Решение системы конечно-элементных уравнений

Основными методами решения систем линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) вида $\boldsymbol{KU} = \boldsymbol{F}$, получаемых при использовании МКЭ, являются следующие:

- прямые методы (метод Гаусса, метод Холецкого)
- итерационные методы (метод сопряжённых биградиентов с предобусловленностью,
- метод сопряжённых градиентов с предобусловленностью, метод Ньютона-Рафсона)

Решение СЛАУ $\boldsymbol{KU} = \boldsymbol{F}$ методом Холецкого.

Так как $\boldsymbol{K}$ – симметричная, положительно определённая матрица, то ею можно единственным образом представить в виде:

$$\boldsymbol{K} = \boldsymbol{LDL}^T,$$

где $\boldsymbol{L}$ – нижняя треугольная матрица с единицами на главной диагонали, $\boldsymbol{D}$ – диагональная матрица. Такое разложение матрицы называется декомпозицией.

После декомпозиции получаем систему:

$$\boldsymbol{LDL}^T\boldsymbol{U} = \boldsymbol{F}$$

После замены $\boldsymbol{DL}^T\boldsymbol{U} = \boldsymbol{Y}$ получим:

$$\boldsymbol{LY} = \boldsymbol{F}$$

$$\boldsymbol{Y} = \boldsymbol{L}^{-1}\boldsymbol{F} - \textit{прямойход.}$$

После замены $\boldsymbol{L}^T\boldsymbol{U} = \boldsymbol{Z}$ получим:

$$\boldsymbol{DZ} = \boldsymbol{Y}$$

$$\boldsymbol{Z} = \boldsymbol{D}^{-1}\boldsymbol{Y} - \textit{масштабирование.}$$

$$\boldsymbol{U} = (\boldsymbol{L}^T)^{-1}\boldsymbol{Z} - \textit{обратныйход.}$$

Таким образом, после выполнения декомпозиции матрицы $\boldsymbol{K}$ получили решение СЛАУ в три этапа: прямой ход, масштабирование и обратный ход.

2.10 Определение полей перемещений, напряжений и деформаций

Решив систему конечно-элементных уравнений $\boldsymbol{KU} = \boldsymbol{F}$, получили глобальный вектор узловых перемещений $\boldsymbol{U}$. Найдем вектор перемещений в произвольной точке объема:

$$\boldsymbol{u} = \boldsymbol{N}^{f\,(e)}\boldsymbol{a}_f^{(e)}\boldsymbol{U}$$

Так же найдём поля деформаций и напряжений:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{B}^{(e)}\boldsymbol{a}_f^{(e)}\boldsymbol{U}$$

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{D}^{(e)}\left(\boldsymbol{B}^{(e)}\boldsymbol{a}_f^{(e)}\boldsymbol{U} - \boldsymbol{\varepsilon}_0\right) + \boldsymbol{\sigma}_0$$

ГЛАВА 3. КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ШТУЦЕРОВ ЕМКОСТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

3.1 Описание объекта исследования

Наиболее ответственным оборудованием технологических установок являются колонные аппараты, представляющие из себя вертикальные сосуды, работающие под давлением. Поэтому в качестве объекта исследования был выбраны абсорбер высокого давления С-101, который предназначен для очистки углеводородного газа высокого давления от сероводорода, и скуббер С-103 промывки от амина высокого давления, предназначенный для промывки углеводородного газа от унесенных капель МДЭА.

Колонны представляют собой вертикальные цилиндрические аппараты с полусферическими днищами. Колонна С-101 размещена на конической опоре, колонна С-103 размещена на обечайке над колонной С-101. Колонны оборудованы тарелками, съесными внутренними устройствами, которые устанавливаются в колонну на месте эксплуатации, а также технологическими штуцерами для обеспечения работы согласно назначению и штуцерами КИП.

Загрязненный сероводородом газ поступает в абсорбер С-101 через штуцер, расположенный в нижней части абсорбера. Регенерированный раствор МДЭА вводится в абсорбер через штуцер, расположенный в верхней части. Очищенный от сероводорода газ выводится с верха, насыщеный раствор МДЭА выводится с низа через штуцер.

Углеводородный газ с унесенными каплями МДЭА поступает в скуббер через штуцер, расположенный в нижней части скуббера. Промывочная вода вводится в скуббер через штуцер, расположенный в верхней части. Очищенный от капель МДЭА газ выводиться с верха через штуцер, промывочная вода выводится с низа.

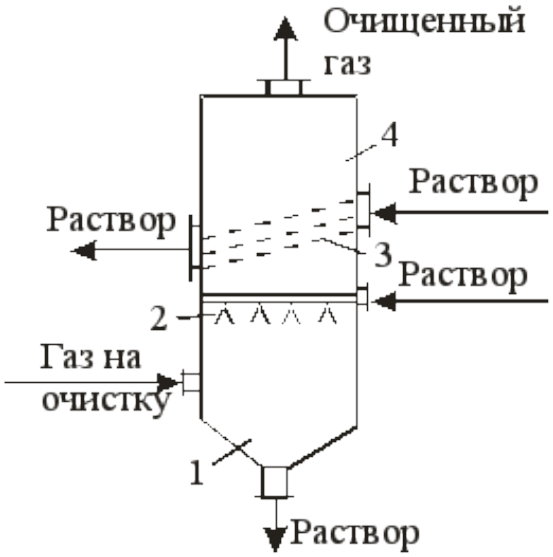


Рисунок 10. Абсорбер высокого давления.

3.2 Техническая характеристика и материальное исполнение колонны

Согласно технологической спецификации, стабилизационная колонна имеет следующие технические параметры:

- расчётное внутреннее давление 17 *МПа*;
- расчётная температура 170°*C*;
- температура среды 85 С;
- минимально допускаемая температура стенки -25 С;
- материал корпуса – сталь 20ЮЧ (сталь стойкая к коррозийному растрескиванию);
- материал патрубков штуцеров и люков – сталь 20ЮЧ;
- прибавка на коррозию 6 *мм*;
- масса колонны 257009 *кг*;

В соответствии с ГОСТ Р 52857.1, сталь 09Г2С при температуре 170°*C* имеет следующие механические свойства [10]:

- модуль упругости $E = 2{,}5 \cdot 10^8 Па$;
- коэффициент Пуассона $\nu = 0.5$;
- допускаемое напряжение $[\sigma] = 115$ *МПа*.

3.3 Техническая характеристика и материальное исполнение штуцера

Большинство сосудов высокого давления снабжаются люками большого диаметра (до 800 мм), которые необходимы для монтажа и демонтажа разборных внутренних устройств, ремонта, осмотра и контроля корпуса (Рисунок 11).

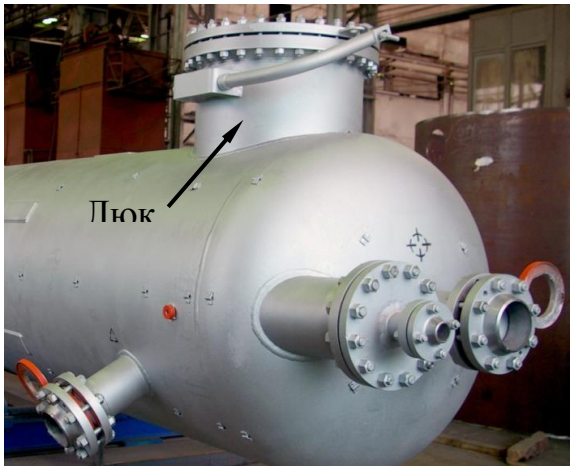


Рисунок 11. Люк на корпусе колонны

3.4 Геометрическая модель люка. Постановка задачи

В качестве конечно-элементной модели штуцера колоны высокого давления примем упрощенную модель - бесконечно длинный цилиндрический корпус с люком, который является концентратором наибольших напряжений колоны высокого давления, тк отверстие люка имеет наибольший диаметр. Геометрические параметры приведены на рисунке 12.

Отверстие МН5 (в расчетном режиме при внутреннем избыточном давлении) *Люк-лаз*

ГОСТ Р 52857.3

Цельнокованый штуцер на цилиндрической обечайке (№ 3)		Проходящий
Давление: p = 17 МПа	расчетная температура стенки, °С: 170 °С	
Обечайка	Материалы:20К	Сумма прибавок к расчетной толщине стенки: c = 10,2 мм
Наружный диаметр: 1 900 мм	Исполнительная толщина стенки: s = 150 мм	Допуск для бесшовной трубы: /
Патрубок	Материалы: 20К	Сумма прибавок к расчетной толщине стенки: c_s = 6 мм
Наружный диаметр: 880 мм	Исполнительная толщина стенки: 150 мм	Допуск для бесшовной трубы: /
Внешняя часть: 695 мм	Внутренняя часть: 0 мм	
Наклон: 0 °	Эксцентриситет: 0 мм	Schedule:
Фланец PN: (ASME B16.5) 1500	Материалы: 20К Высота: 209,55 мм	Тип: [42] "NPS 24"""
Накладное кольцо Высота: /	Материалы: / Ширина: /	

расчетная толщина стенки штуцера, мм: $s_{1p} = [p(d+2c_s)]/(2[\sigma]_1\varphi_1 - p) = 50{,}931$ мм ($\varphi_1 = 1$)(16)

Толщина стенки штуцера подходит в соответствии с 5.1.3.2.

Рисунок 12. Геометрические параметры штуцера.

Бесконечная длина трубы необходима для исключения влияния граничных эффектов трубы на рассматриваемую область, рисунок 13

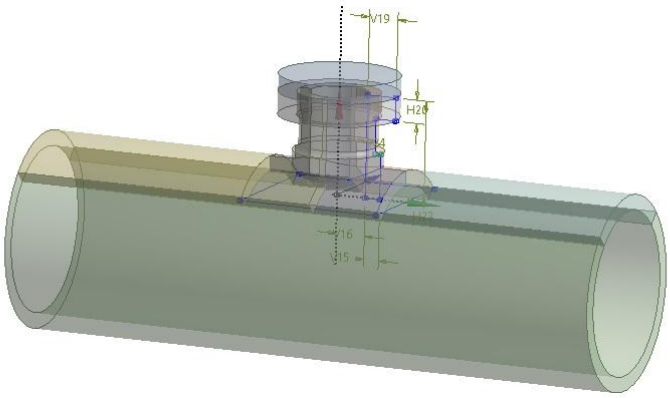


Рисунок 13. Упрощенная модель колонны высокого давления

Геометрические размеры люка приведены на Рисунке 14.

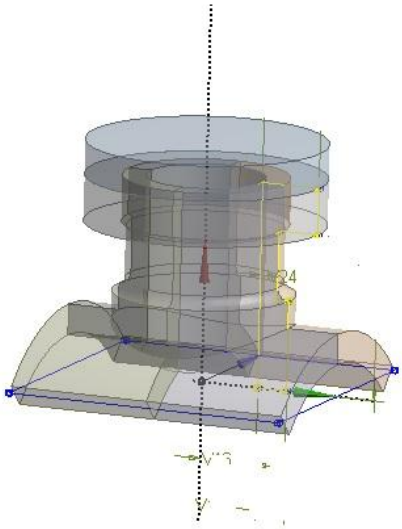


Рисунок 14. Геометрия люка

Все штуцеры состоят из патрубка и заглушки, которая необходима для того, чтобы сосуд находился в равновесии при действии внутреннего давления.

Описанную модель будем рассматривать в двух постановках: в полной и осесимметричной.

Граничные условия:

- к внутренним стенкам корпуса трубы со штуцером приложено давление 17 *МПа*;
- основание и конец трубы жёстко заделано; рисунок 15.
- система нагревается до 170 С

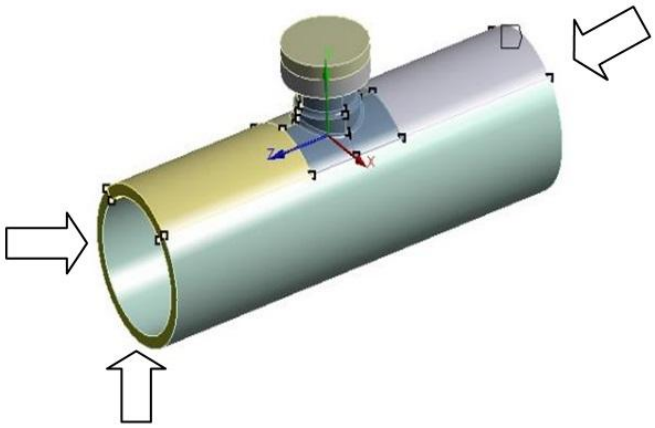


Рисунок 15. Граничные условия

Для осесимметричной модели граничные условия приведены на рисунке 16:

- Сторона А жестко заделана в направлении оси X, допускаем перемещения по осям Y, Z.
- Сторона В закреплена в направлении Z, разрешены перемещения по X, Y.

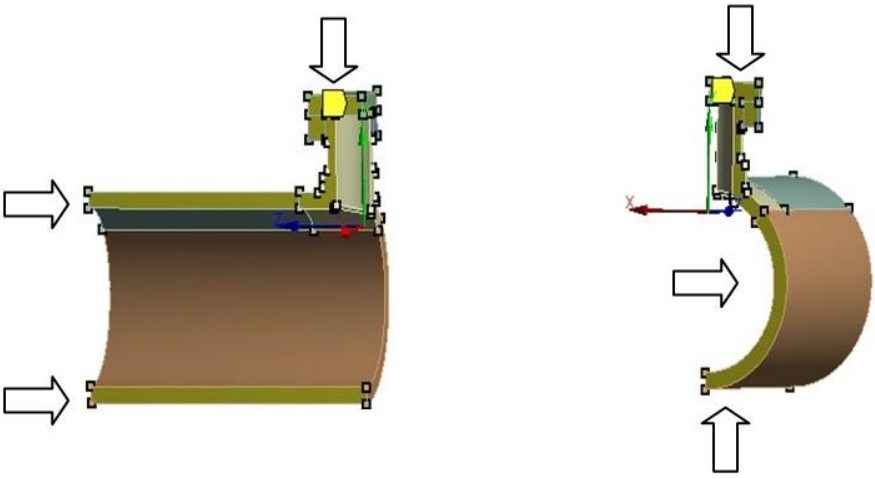


Рисунок 16. Граничные условия с учетом симметрии. Границы А и В соответственно.

3.5 КЭ постановка задачи

КЭ сетка в полной модели представлена на Рисунке 17. Параметры сетки:

- тип элементов Solid186;

Элемент SOLID186 используется для трехмерного (3D) моделирования объемных конструкций. Элемент задаётся восемью узлами, каждый из которых обладает тремя степенями: перемещения в направлении осей, и узловой системы координат. По умолчанию система координат элемента соответствует глобальнойсистеме координат. При интегрировании элемент SOLID185 использует стандартный ¯метод, при котором объемные деформации в точках интегрирования Гаусса заменяются средней объемной деформацией элемента. Этотметодтакжеизвестенкакселективныйметодсокращенногоинтегрирования.

- число узлов $NN = 60\ 879$;
- число элементов $NE = 61\ 037$;
- число степеней свободы $NDF = 365\ 274$;

характерный размер элемента $h^{(e)} = 50\ мм$. КЭ сетка в полной модели представлена на Рисунке 17.

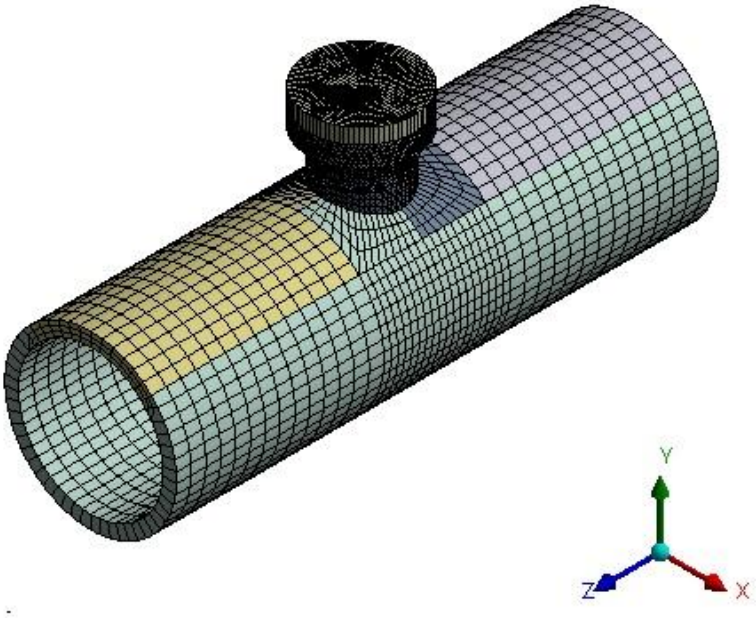


Рисунок 17. Разбиение конечными-элементами.

Параметры сетки:

- тип элементов Solid186;
- число узлов $NN = 170\ 578$;
- число элементов $NE = 177\ 037$;
- число степеней свободы $NDF = 967\ 324$;
- характерный размер элемента $h^{(e)} = 10\ мм$;
- Характерный размер элемента штуцера 10 мм; Это значение согласуется с американским нормативным документом, в котором есть рекомендации по выбору размера КЭ при моделировании штуцера на цилиндрической обечайке [14]: характерный размер КЭ вблизи места врезки штуцера составляет $h^{(e)} \approx 0.2\sqrt{Ds} = 10$ мм, рисунок 18.

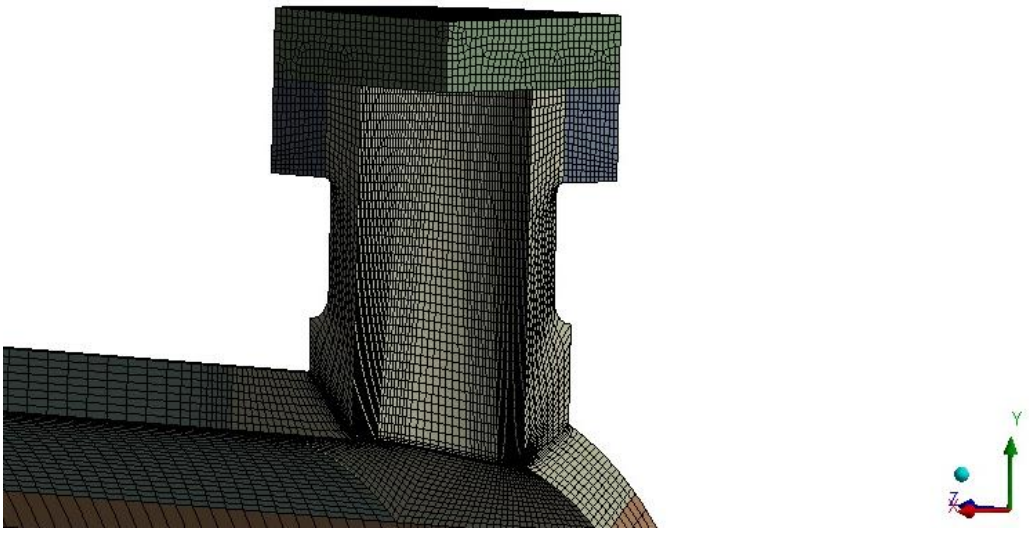


Рисунок 18. Конечно-элементное разбиение

О выборе характерного размера конечных элементов в полной модели будет при анализе сходимости МКЭ.

3.6 Анализ напряжённо-деформированного состояния колонны

Полученное распределение перемещений, деформаций, напряжений по Мизесу представлено для двух случаев КЭ постановки на рисунках 21-28.

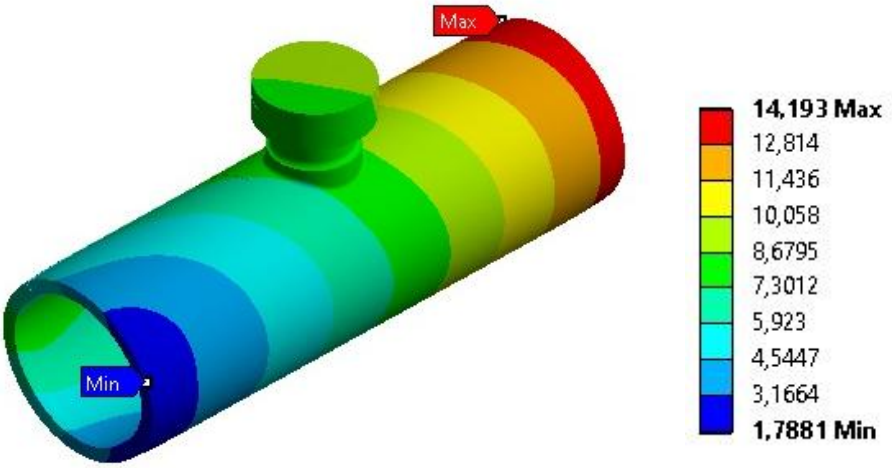


Рисунок 19. Результаты нагружения. Перемещения

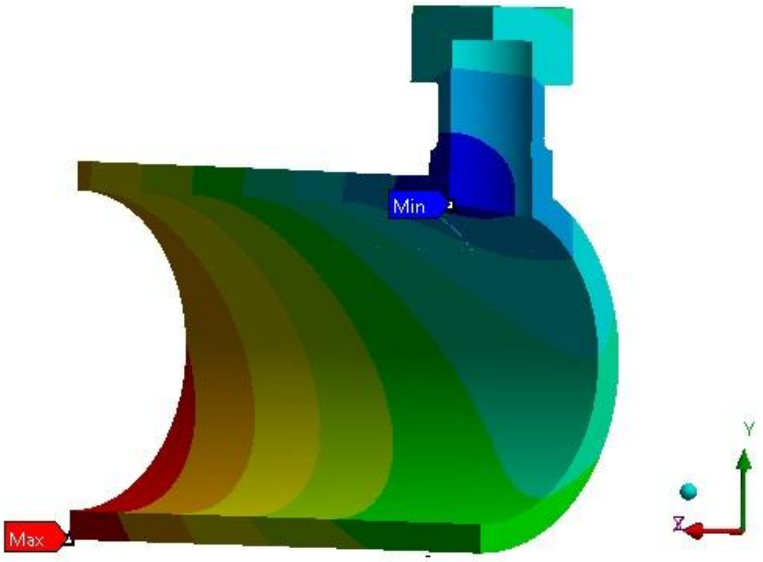


Рисунок 20. Результаты нагружения. Перемещения. Модель с учетом симметрии.

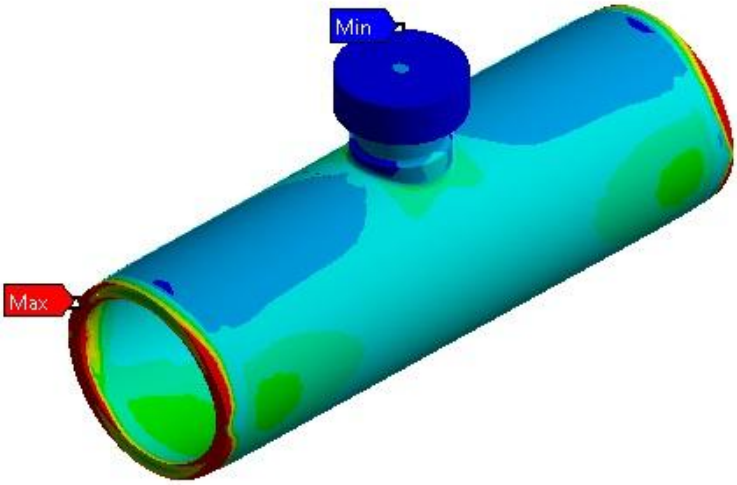


Рисунок 21. Результаты нагружения. Напряжения по Мизесу.

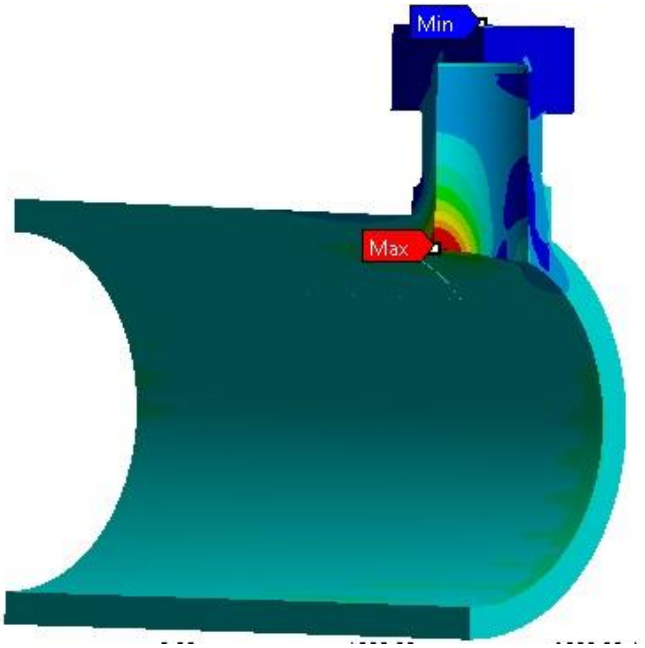


Рисунок 22 Результаты нагружения. Напряжения по Мизесу. Модель с учетом симметрии

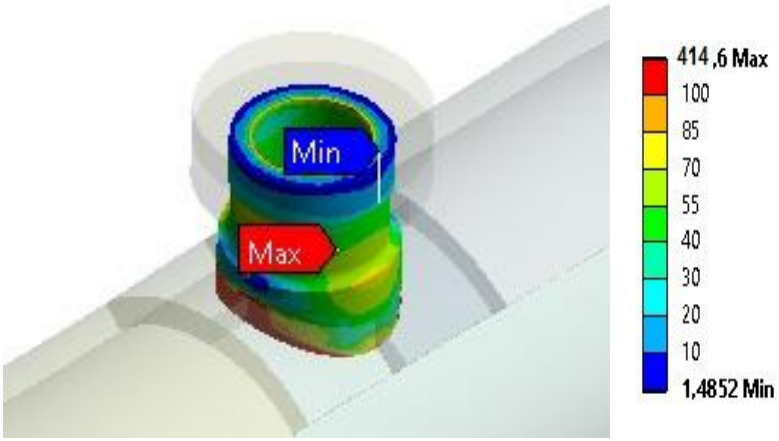


Рисунок 23 Результаты нагружения штуцера. Напряжения по Мизесу.

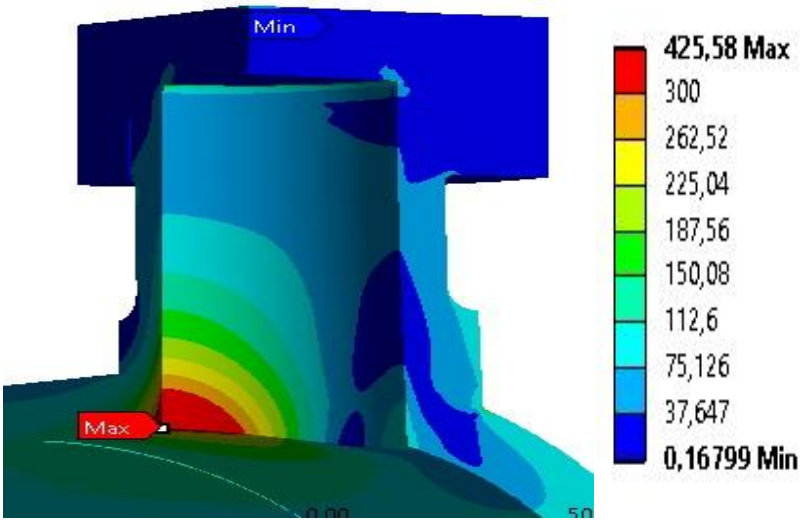


Рисунок 24. Результаты нагружения штуцера. Напряжения по Мизесу. Модель с учетом симметрии.

По результатам моделирования можно отметить, что рассмотренные КЭ постановки имеют одинаковую картину распределения напряжений и перемещений, однако, существует небольшая разница в максимальных напряжениях 414 и 426 МПа– менее 5%, которая объясняется разным размером

конечных-элементов сетки моделей. Таким образом, сетка разбиения моделей не оказывает влияния на результаты моделирования т.е. результаты моделирования не зависят от сетки - сходимость конечно-элементного моделирования.

Анализируя картины напряженно-деформированного состояния люка , стоит отметить, что максимальные напряжения локализованы непосредственно в месте врезке штуцера.

Полученные напряжения в 3 раза превосходят допускаемые напряжения

$[\sigma] = 115$ *МП*а;

$\sigma_{full} = 414$ *МП*а;

$\sigma_{symmetry} = 426$ *МП*а;

Однако, максимальные напряжения имеют явно выраженный местный характер в области отверстия – концентратора напряжений: на внутренней поверхности$\sigma_{full} = 414$ *МП*а; $\sigma_{symmetry} = 426$ *МП*а (рисунок 23, 24) и на внешней (рисунок 25),$\sigma_{fout} = 345$ *МП*а$\sigma_{sout} = 351$ *МП*а.

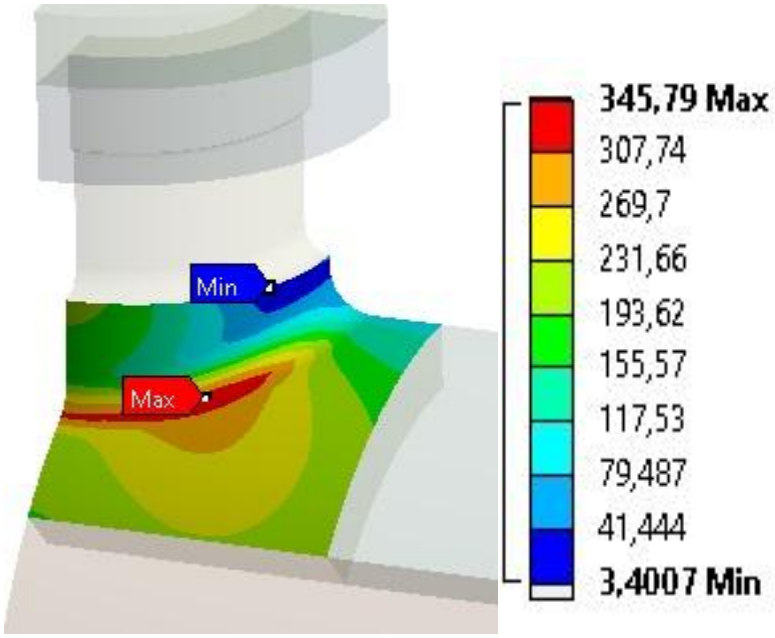


Рисунок 25. Результаты нагружения. Напряжения по Мизесу на внешней поверхности. Модель с учетом симметрии.

Таким образом, в тройниковом соединении образовалась локальные площадки текучести, в который незначительная часть металла находится в пластическом состоянии.

Эта известная особенность распределения напряжений в сосудах высокого давления носит название краевого эффекта - напряжения носят явно выраженный местный характер, а максимальные напряжения располагаются в малой зоне вблизи сварных швов [12]. Зона влияния краевого эффекта распространяется на участок длиной $2\sqrt{Ds}$, где D_s–толщина стенки штуцера.

Как правило, элементы, находящиеся непосредственно на стыке люка и корпуса, исключают из рассмотрения, однако тогда максимальное значение будет достигать числа 421.3 МПа, что также значительно превышает допускаемые напряжения.

4. ЛИНЕАРИЗАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ

В ASME и ГОСТ приводятся рекомендации для структурного анализа сосудов под давлением, а также трубопроводов: разработка геометрии модели системы, подбор определяющих параметров и интерпретация полученных результатов. Наибольший интерес представляет модель разрушения, которая нашла детальное отражение как в ГОСТе, так и международных стандартах.

Одним из способов анализа разрушения конструкций являются допускаемые напряжения, теория которых базируется на теории пластического поведения материала и теории оболочек.

4.1 Аналитическая оценка допускаемых нагрузок на штуцер

В соответствии с **ГОСТ Р 52857.3** допускаемые нагрузки на штуцер определяются следующим образом [4]:

1. Допускаемое давление для одиночного отверстия равно:

$$[p] = \frac{2K_1(s-c)\varphi[\sigma]}{D_p + (s-c)V}V = 115 \text{ МПа}$$

Здесь $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при расчётной температуре,

D_p – расчетный внутренний диаметр штуцера,

c – прибавка на коррозию;

s – толщина обечайки;

$\varphi -$ коэффициент прочности сварных соединений;

V – коэффициент понижения прочности;

4.2.Условия статической прочности элементов сосудов под давлением

В соответствии с п.8.10 ГОСТ 52857.1 «Нормы и методы расчёта на прочность. Общие требования» условия статической прочности элементов сосудов под давлением выполняются, если:

$$\begin{cases} \sigma_m \le [\sigma] \\ \sigma_m + \sigma_b \le [\sigma]_M' \end{cases}$$

где $[\sigma]_M = 1.5[\sigma]$;

σ_m – мембранные напряжения;

σ_b – изгибные напряжения.

Мембранные и изгибные напряжения определяют вблизи кромки лицевой поверхности сварного шва (Рисунок 26) [11].

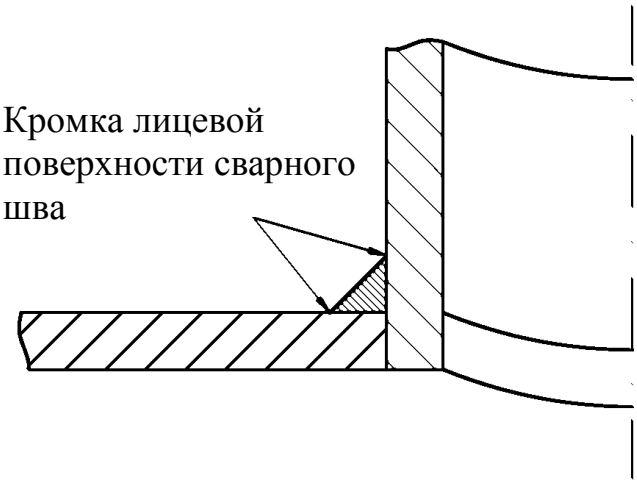


Рисунок 26. Кромки сварного шва в месте приварки штуцера

В данной работе сварные швы не моделируются в силу, т.к. такая модель заведомо является менее прочной и позволяет проводить более консервативные расчёты. В этом случае мембранные и изгибные напряжения рекомендуется определять на расстоянии, равном катету сварного шва. Однако, для сосудов высокого давления зачастую место сварки определяется при рабочем проектировании что не может быть определено на стадии технического проекта, поэтому в данной работе будет рассмотрена зона максимальной концентрации напряжений - место врезки штуцера [11] (Рисунок 27).

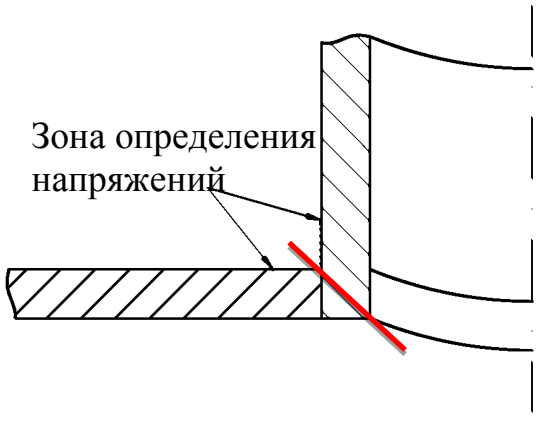
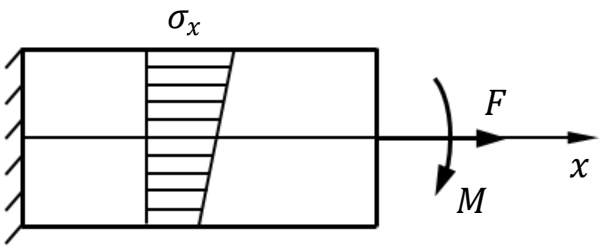


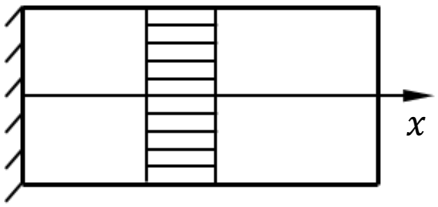
Рисунок 27. Зоны определения мембранных и изгибных напряжений

Примером напряжений, относящихся к категории мембранных, являются средние напряжения растяжения (или сжатия) по толщине стенки цилиндрической оболочки, вызываемые действием внутреннего давления. К категории изгибных относятся напряжения, вызываемые как внутренним давлением, так и действием внешних сил и моментов.

Наглядно мембранные и изгибные напряжения можно показать на примере пластины, которая с одной стороны заделана, а с другой к ней приложены растягивающее усилие и изгибающий момент (Рисунок 28). В этом случае мембранные напряжения вызваны растягивающим усилием, а изгибные – изгибающим моментом.



Мембранные напряжения



Изгибные напряжения

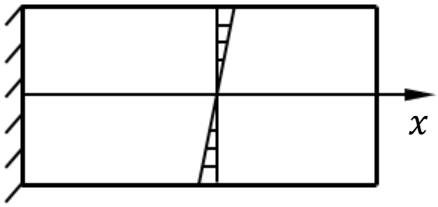


Рисунок 28. Классификация напряжений

4.3. Численный метод линеаризации напряжений

Этот метод позволяет выделить из компоненты нормального напряжения две составляющие - мембранные и изгибные напряжения, необходимые для оценки порога разрушения конструкций.

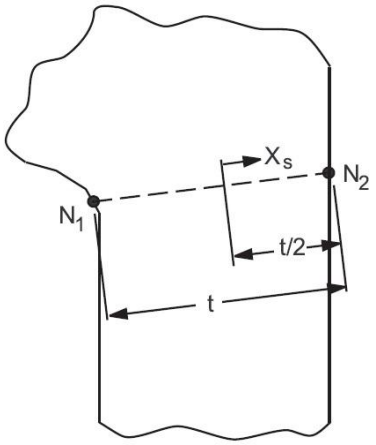


Рисунок 29. Линеаризация напряжений

Опция линеаризации напряжений в среде *Ansys* использует путь интегрирования, определяемый по начальной N_1 и конечной точками N_2, рисунок 29. Остальные 47 точек пути определяются автоматически методом линейной интерполяции.

Значение мембранной компоненты напряжения вычисляется из:

$\sigma_i^m = \frac{1}{t}\int_{-t}^{t} \sigma_i dx_s$,

где

σ_i^m-значение мембранного напряжения i-ой компоненты напряжения,

t- толщина стенки секции, как показано на рисунке 30

σ_i - i-ая компонента полного напряжения вдоль пути интегрирования.

x_s- координата пути интегрирования, рисунок 30.

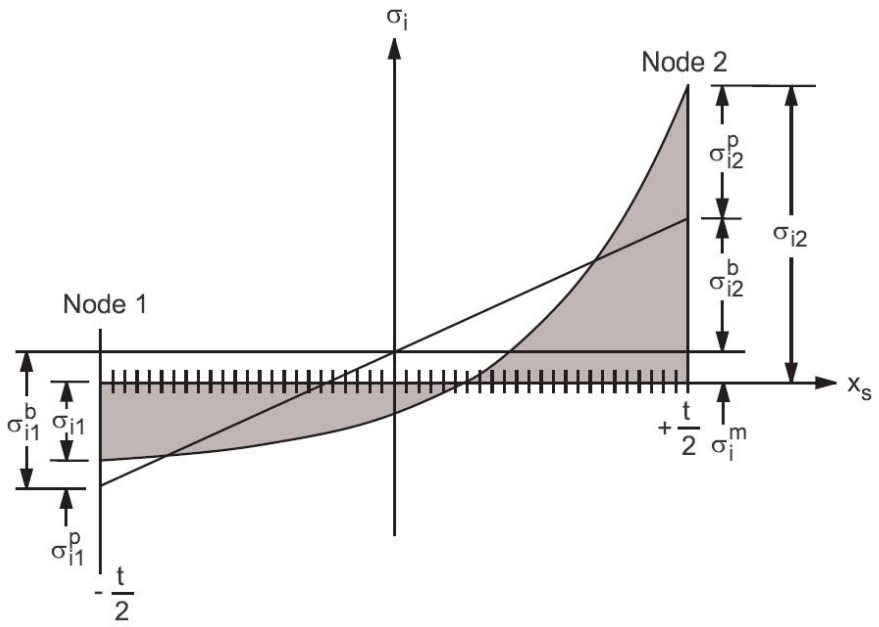


Рисунок 30. Определение мембранных и изгибных напряжений.

Индекс i можно варьировать от 1до 6: σ_x, σ_y, σ_z, σ_{xy},σ_{xy}, σ_{xz} соответственно, строго говоря, интеграл не всегда выполняется, однако, он оценим численным интегрированием:

$$\sigma_i^m = \frac{1}{48}\left(\frac{\sigma_{i,1}}{2} + \frac{\sigma_{i,49}}{2} + \sum_{j=2}^{47}\sigma_{i,j}\right),$$

где $\sigma_{i,j}$ - компонента полного напряжения i в точке j вдоль пути интегрирования.

Изгибные компоненты напряжения в точке N_1 описываются формулой:

$$\sigma_{i1}^b = \frac{-6}{t^2}\int_{-t/2}^{t/2}\sigma_i x_s\, dx_s,$$

σ_{i1}^b- значение изгибного напряжения *i-ой* компоненты полного напряжения в точке N_1,

$$\sigma_{i2}^b = -\sigma_{i1}^b,$$

где σ_{i2}^b - значение изгибного напряжения *i-ой* компоненты полного напряжения в точке N_2.

Значение максимального напряжения в точке - это разность между полным напряжением и суммой мембранного и изгибного напряжений. Таким образом, максимальное напряжение в точке N_1:

$\sigma_{i1}^{p} = \sigma_{i1} - \sigma_{i1-}^{m}\sigma_{i1}^{b}$,

где σ_{i1}^{p} - максимальное значение напряжения *i-ой* компоненты напряжения в точке N_1

σ_{i1} -значение *i-ой* компоненты полного напряжения в точке $N_{1.}$

Аналогичным образом вычисляется значения изгибного напряжения в точке $N_{2.}$

Для центральной точки (x=0.0)

$\sigma_{ic}^{p} = \sigma_{ic} - \sigma_{i}^{m}$.

4.4. Линеаризация результирующих напряжений штуцера

Для оценки статистической прочности моделируемой системы в среде AnsysWorkbench было проведена линеаризация нормальных напряжений - выделение линейных компонент напряжения: мембранной и изгибной.

Пути для линеаризации выбирались в наиболее опасных местах конструкции - в местах сварных соединений, рисунок 31

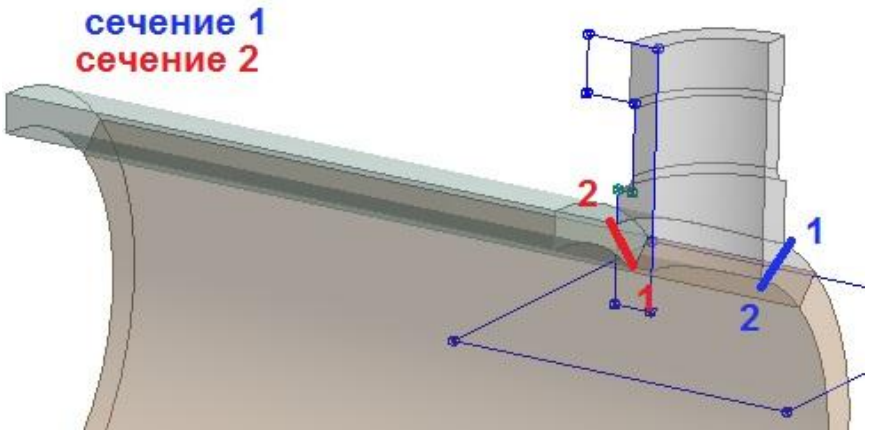


Рисунок 31. Путь определения компонент нормального напряжения.

Первые и конечные точки пути задавались с учетом геометрических особенностей модели, промежуточные же точки программа Ansys строит произвольным образом.

В литературе рекомендуется избегать конечно-элементное моделирование в месте врезки штуцера, ввиду наличие некоторой сингулярности напряжений вблизи соединения. Однако, для оптимизации геометрии, конструкции и модели

люка необходимо описать наиболее затруднительные места тройника. Сингулярность напряжений можно избежать выбрав мелкий размер элементов сетки, что и было сделано ранее.

Далее, считая более точной модель с меньшим размеров элемента сетки, будем опираться на результаты моделирования оссесимметричной модели. Для полной модели сделать сетку, удовлетворяющую условию отсутствия сингулярности, не удалось, по причине слабых вычислительных ресурсов.

Результаты линеаризации приведены в таблице 1.

	Осесимметричная модель					
	1 сечение			2 сечение		
№ точки	Точки	Мембранные, МПа	Мембранные + Изгибные, МПа	Точки	Мембранные, МПа	Мембранные + Изгибные, МПа
1	0	18.377	-41.257	0	209.69	366.4
2	3.7129	18.377	-38.772	4.4195	209.69	359.87
3	7.4259	18.377	-36.287	8.839	209.69	353.34
4	11.139	18.377	-33.803	13.259	209.69	346.81
5	14.852	18.377	-31.318	17.678	209.69	340.28
6	18.565	18.377	-28.833	22.098	209.69	333.75
7	22.278	18.377	-26.348	26.517	209.69	327.22
8	25.991	18.377	-23.864	30.937	209.69	320.69
9	29.704	18.377	-21.379	35.356	209.69	314.16
10	33.416	18.377	-18.894	39.776	209.69	307.63
11	37.129	18.377	-16.409	44.195	209.69	301.1
12	40.842	18.377	-13.925	48.615	209.69	294.57
13	44.555	18.377	-11.44	53.034	209.69	288.04
14	48.268	18.377	-8.955	57.454	209.69	281.52
15	51.981	18.377	-6.4702	61.873	209.69	274.99
16	55.694	18.377	-3.9855	66.293	209.69	268.46
17	59.407	18.377	-1.5007	70.712	209.69	261.93
18	63.12	18.377	0.98404	75.132	209.69	255.4
19	66.833	18.377	3.4688	79.551	209.69	248.87

20	70.546	18.377	5.9536	83.971	209.69	242.34
21	74.259	18.377	8.4383	88.39	209.69	235.81
22	77.972	18.377	10.923	92.81	209.69	229.28
23	81.685	18.377	13.408	97.229	209.69	222.75
24	85.398	18.377	15.893	101.65	209.69	216.22
25	89.111	18.377	18.377	106.07	209.69	209.69
26	92.823	18.377	20.862	110.49	209.69	203.16
27	96.536	18.377	23.347	114.91	209.69	196.63
28	100.25	18.377	25.832	119.33	209.69	190.1
29	103.96	18.377	28.316	123.75	209.69	183.57
30	107.68	18.377	30.801	128.17	209.69	177.04
31	111.39	18.377	33.286	132.59	209.69	170.51
32	115.1	18.377	35.771	137	209.69	163.99
33	118.81	18.377	38.255	141.42	209.69	157.46
34	122.53	18.377	40.74	145.84	209.69	150.93
35	126.24	18.377	43.225	150.26	209.69	144.4
36	129.95	18.377	45.71	154.68	209.69	137.87
37	133.67	18.377	48.194	159.1	209.69	131.34
38	137.38	18.377	50.679	163.52	209.69	124.81
39	141.09	18.377	53.164	167.94	209.69	118.28
40	144.8	18.377	55.649	172.36	209.69	111.75
41	148.52	18.377	58.133	176.78	209.69	105.22
42	152.23	18.377	60.618	181.2	209.69	98.691
43	155.94	18.377	63.103	185.62	209.69	92.162
44	159.66	18.377	65.588	190.04	209.69	85.632
45	163.37	18.377	68.073	194.46	209.69	79.103
46	167.08	18.377	70.557	198.88	209.69	72.573
47	170.8	18.377	73.042	203.3	209.69	66.044
48	174.51	18.377	75.527	207.72	209.69	59.514
49	178.22	18.377	78.012	212.14	209.69	52.985

Таблица 1. Мембранные и изгибные напряжения.

По результатам моделирования были построены зависимости мембранных и изгибных напряжений от точки сечения, рисунок 34 и 35 соответственно.

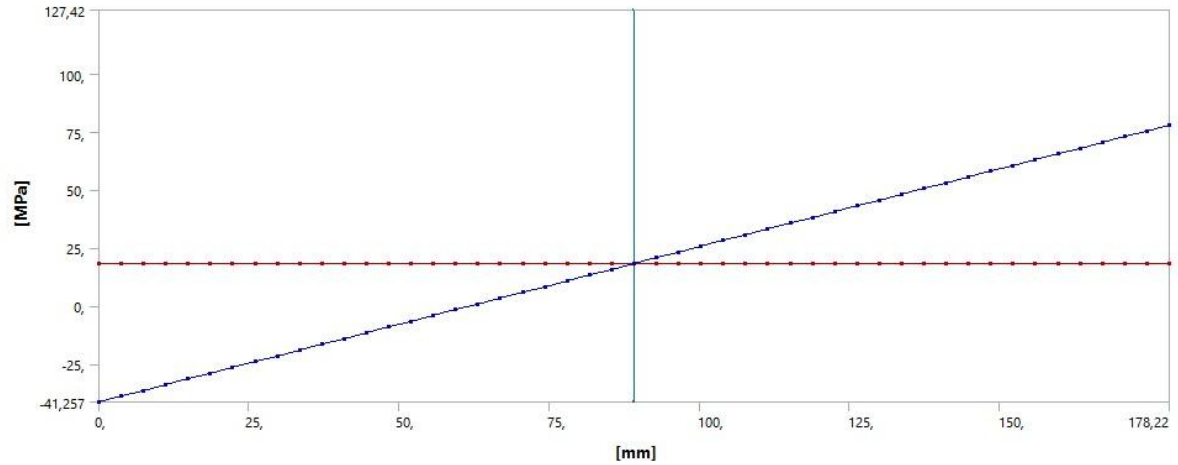


Рисунок 34. Мембранные и изгибные напряжения. Сечение 1.

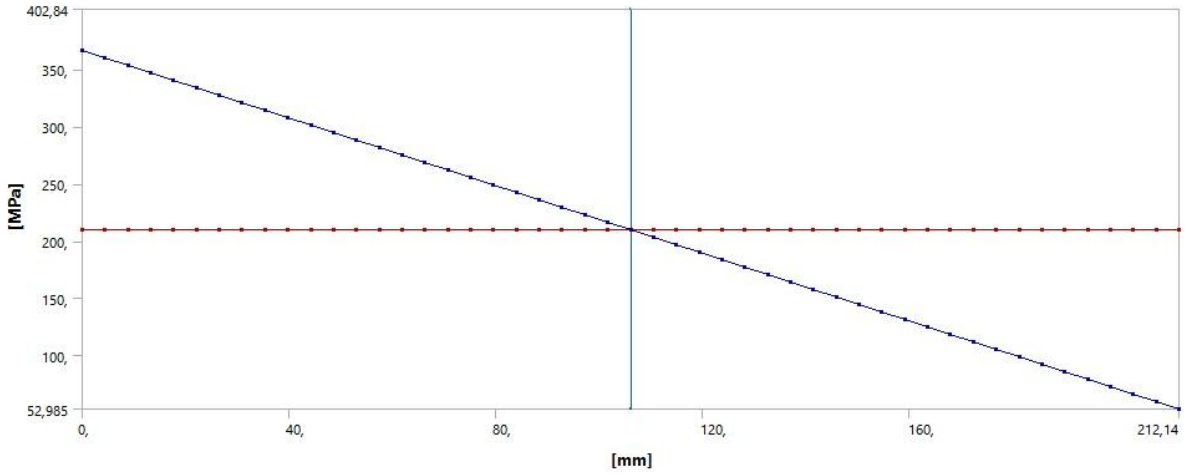


Рисунок 35. Мембранные и изгибные напряжения. Сечение 2.

Таким образом, для первого сечения:

$\sigma_m = 18 МПа$,

$\max(\sigma_m + \sigma_b) = 78\ МПа$.

Для второго сечения:

$\sigma_m = 210\ МПа$,

$\max(\sigma_m + \sigma_b) = 366\ МПа$.

4.5. Оценка прочности аппарата высокого давления

Возвращаясь к условию статистической прочности оборудования

$\begin{cases} \sigma_m \le [\sigma] \\ \sigma_m + \sigma_b \le [\sigma]_M \end{cases}$, имеем что:

первое рассмотренное нами сечение хорошо удовлетворяет данному условию:

$$\begin{cases} 18МПа \le 115МПа \\ 78МПа \le 172{,}5\ МПа \end{cases}$$

во втором же, как и предполагалось ранее, сосуд ведет себя крайне нестабильно:

$$\begin{cases} 210МПа \ge 115МПа \\ 366\ МПа \ge 172{,}5\ МПа \end{cases}.$$

Причем условие суммы мембранных и изгибных напряжений выполняется только на 36% рассмотренного сечения, начиная с точки 31 (см таблицу 4), второе условие системы выполняется на предельных значениях $170МПа \le 172{,}5\ МПа$. Следовательно, очевидная зона текучести наблюдается более чем на 50% толщины конструкции.

Таким образом, была определена зона концентрации напряжений и зона, в которой конструкция не удовлетворят условию статистической прочности, далее будет приведена оптимизация модели люка, включая зону краевого эффекта.

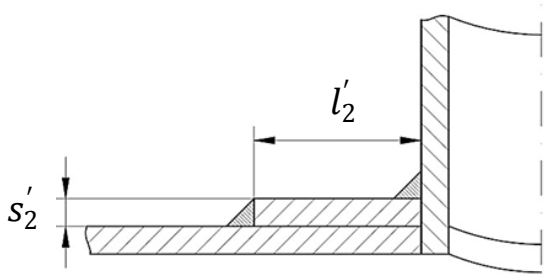
ГЛАВА 5. ОПТИМИЗАЦИЯ ШТУЦЕРОВ ЕМКОСТНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.

Как было выявлено в предыдущей главе, рассматриваемая модель колонны высокого давления локально не удовлетворяет условием статистической прочности. По нормам ГОСТ и ASME местный краевой эффект имеет место быть в оборудовании, и предполагается, что он не сказывается негативно на прочности. Однако, в данной работе будет описана модель штуцера, в которой простыми манипуляциями можно исключить краевой эффект.

Существуют многочисленные способы укрепления тройниковых соединений. При проектировании сосудов высокого давления наиболее часто используют два типа укрепления штуцеров (Рисунок 36):

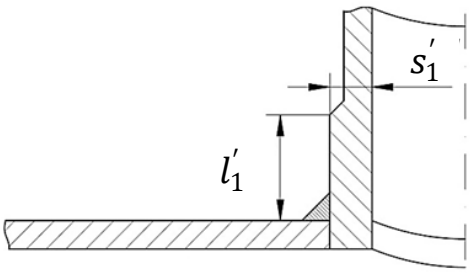
- укрепление накладным кольцом;
- утолщение патрубка штуцера («самоукреплённый» штуцер).

Накладное кольцо



s_2' – толщина накладного кольца
l_2' – ширина накладного кольца

Утолщение патрубка



s_1' – толщина стенки штуцера
l_1' – длина штуцера

Рисунок 36. Примеры укрепления штуцеров

Параметры укрепляющих элементов s_1', s_2', l_1', l_2' определяют по предельным нагрузкам в соответствии с ГОСТ Р 52857.3-2007 [4].

В данной работе представлен анализ напряженно-деформированного состояния штуцера колоны высокого давления на основе оптимизации геометрии конструкции

5.1. Сглаживание внутреннего угла в месте врезки штуцера

Как известно, отверстие и прямой угол - концентраторы напряжений - области конструкции, в которой возникают повышенные местные напряжения, например, в местах резкого изменения формы упругого тела или в зоне контакта деталей.

Если диаметр отверстия штуцера жестко регламентируется конструктивными или технологическими задачами (периодический осмотр, монтаж внутренних устройств определенных габаритных размеров и т.п.), и не подлежит варьированию, то наличие скругления не предусмотрено ни одним из расчетных стандартов. Прямые углы конструкций скругляются при изготовлении деталей, каждый завод-изготовитель имеет свои технологии изготовления, который определяется не только конструктивными особенностями, но и возможностями изготовителя.

Руководствуясь идей о технологическом сглаживании прямого угла у конструкций, геометрия системы обечайка-люк была изменена таким образом, что в области наибольших напряжений внутренней поверхности конструкции было добавлено скругление, рисунок 37.

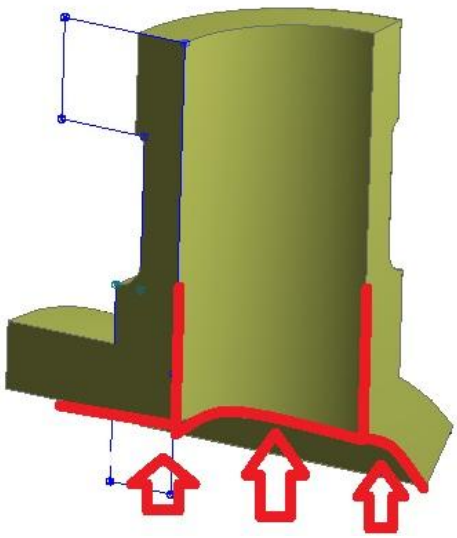


Рисунок 37. Место сглаживания внутреннего угла.

В среде Ansys сделана параметризация радиуса скругления от 1 мм до 200 мм, с шагом 10 для радиуса от 1 до 100 и с шагом 30 для радиуса от 100 до 200.

Ввиду нестандартной геометрии штуцера, а следовательно, сложности построения конечно-элементной сетки модели (при построении модели было задано количество элементов разбиения для каждой стороны штуцера, а при изменении геометрии необходимое количество элементов должно быть рассчитано вручную), параметризация не дает точного значения напряжения при данном радиусе (погрешность 3,2 %, сравнение проводилось с моделью рассчитанной без параметризации при постоянном радиусе), но хорошо позволяет оценить общую тенденцию.

На рисунке 38 представлена зависимость максимальных напряжений от радиуса скругления, рисунок 39 отражает зависимость максимальных напряжений на внешний поверхности от радиуса скругления.

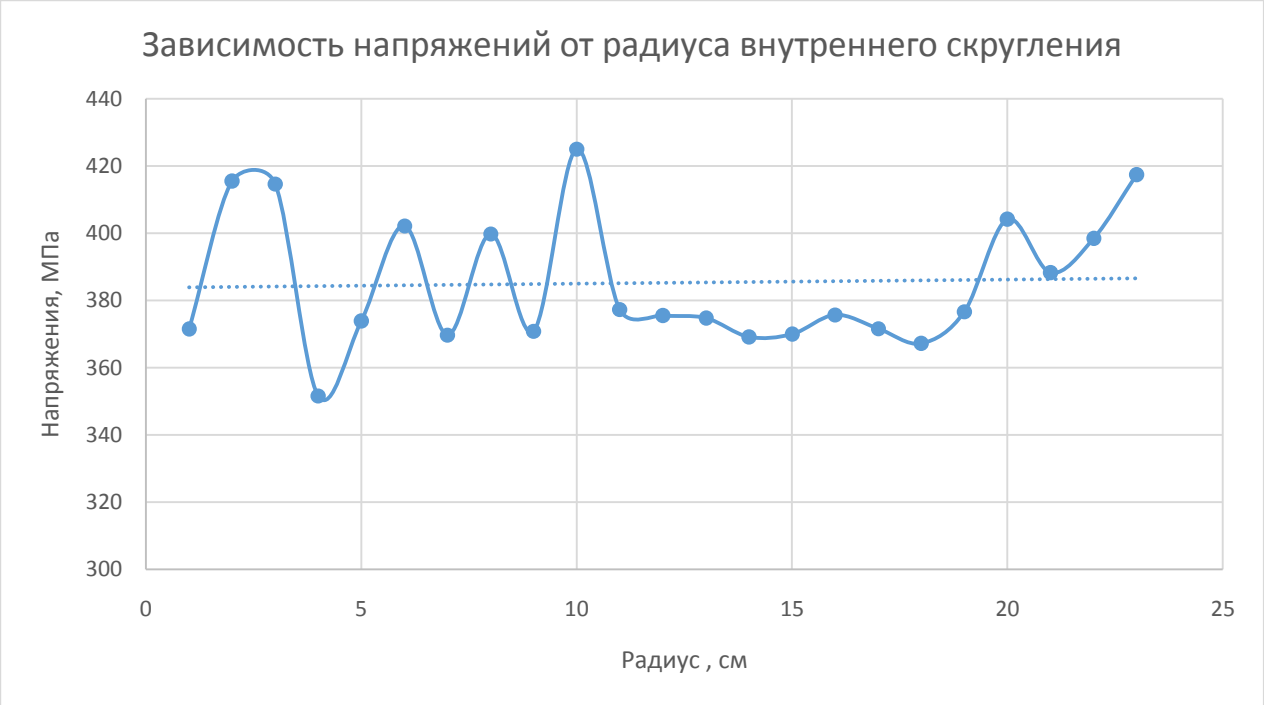


Рисунок 38. Зависимость напряжений от внутреннегоскругления. Внешняя поверхность.

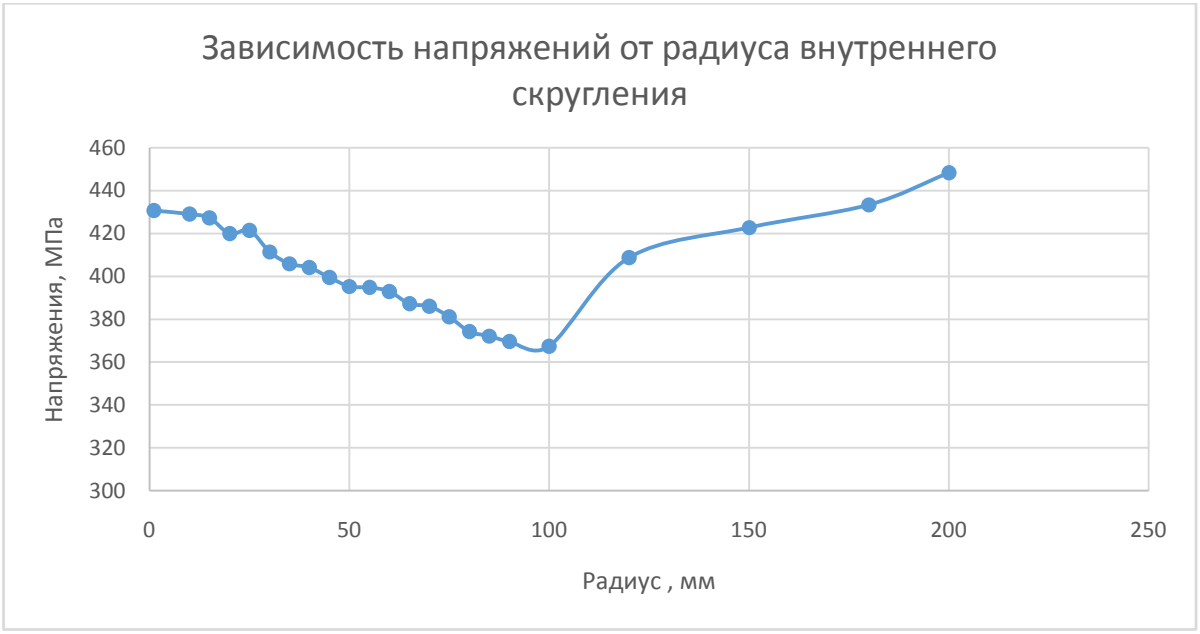


Рисунок 39. Зависимость напряжений от внутреннегоскругрения. Результирующие напряжения.

Очевидна зависимость максимальных напряжений на внутренней поверхности: от 1 мм до 100 мм - напряжения линейно возрастают, для радиусов от 100 мм до 200мм напряжения начинают возрастать. Образовался своего рода экстремум в интервале радиуса от 70 мм до 100 мм. Примем оптимальный радиус скругления 95 мм с максимальным результирующим напряжение 369 МПа.

Зависимость радиуса внутреннего скругления на краевой эффект внутренней поверхности не так однозначна и находится в пределах погрешности конечно-элементного разбиения модели. Для более детального описания данной зависимости необходимо пересмотреть метод создания сетки при параметризации, однако, очевидно, что разница напряжений будет минимальной.

5.2. Сглаживание внешнего угла в месте сварного соединения.

Аналогичным образом была создана модель штуцера с внешним скруглением в месте контакта, рисунке 40

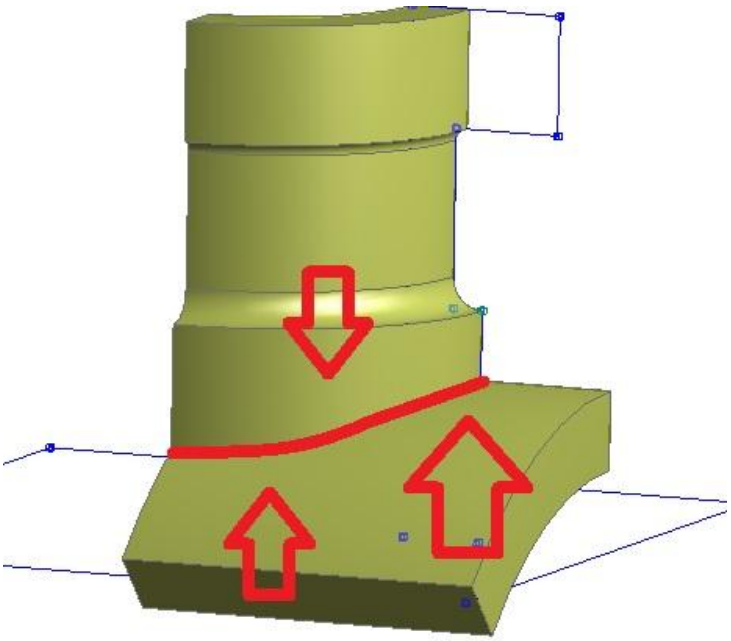


Рисунок 40. Место внешнего сглаживания.

Параметризация проводилась для радиуса от 1 мм до 90 мм.

Зависимость радиуса внешнего скругления на максимальные напряжения не ясна и требует уточнения сетки, рисунок 41

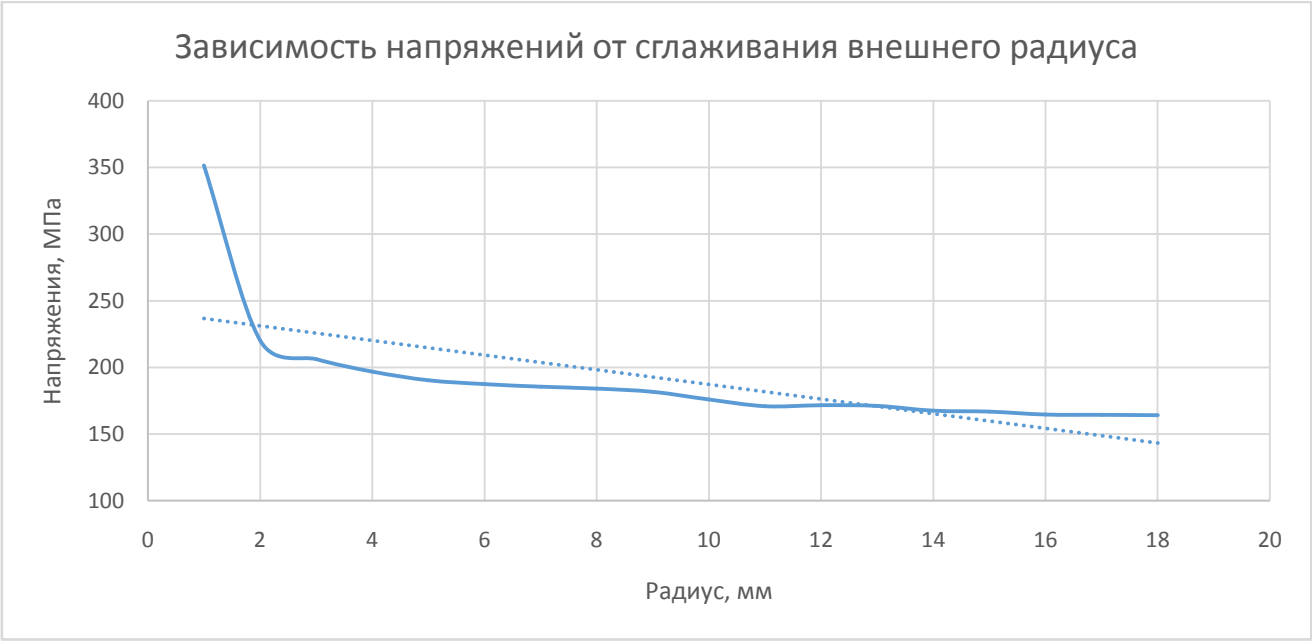


Рисунок 42. Зависимость напряжений от внешнегоскругления. Напряжения на поверхности.

Зависимость радиуса внутреннего скругления на максимальные напряжения внешний поверхности представлена на рис. 43

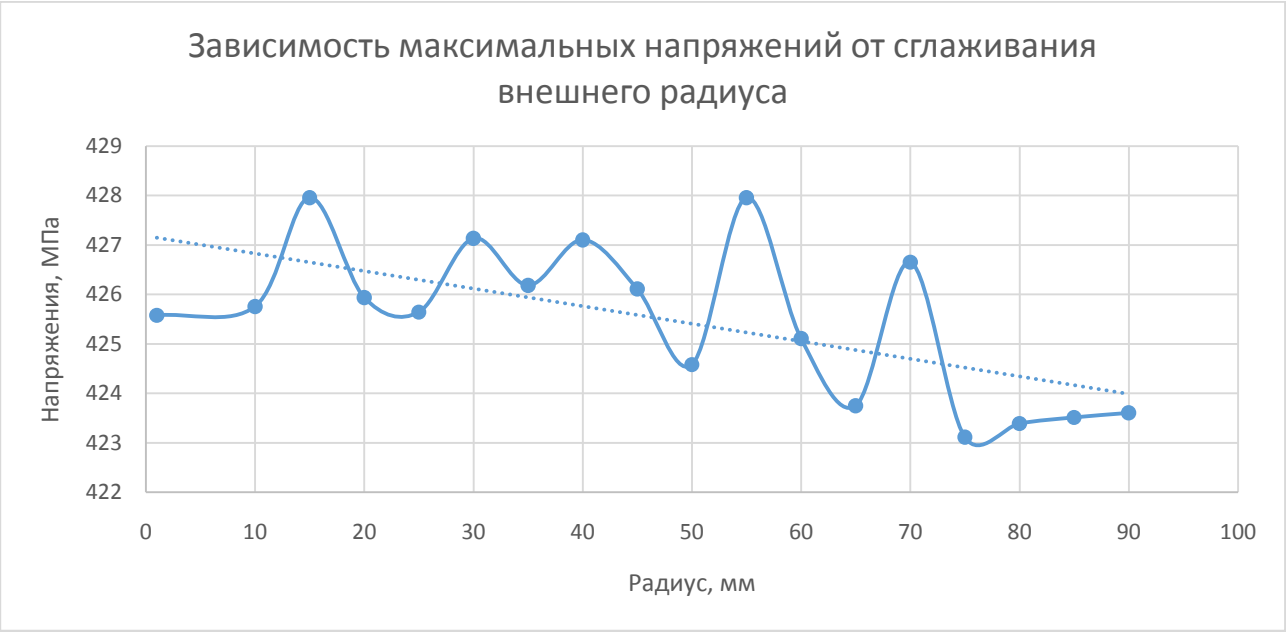


Рисунок 43. Зависимость напряжений от внешнегоскругления. Результирующие напряжения.

Из графика можно с уверенностью сказать, что наличие минимального скругления уменьшает краевой эффект конструкции. Примем оптимальный радиус скругления - 90 мм.

5.3. Анализ статической прочности оптимизированной конструкции

Таким образом, к исходной геометрии системы обечайка-штуцер было добавлено два существенных изменения:

- скругление внешней поверхности в месте сварного соединения
- скругление внутренней поверхности в месте врезки штуцера

Оптимизированная модель была рассчитана с исходныминагружениями и неизменными граничными условия.

Следует отметить, что напряжения как внутренней, так и внешней поверхностей значительно снизились, рисунок 44-46.

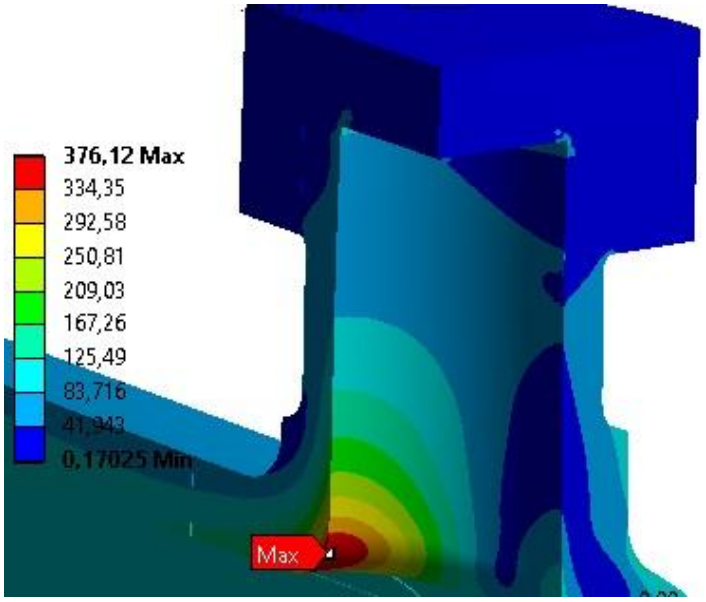


Рисунок 44. Распределения напряжений по Мизесу для штуцера со сглаженными концентраторами напряжений.

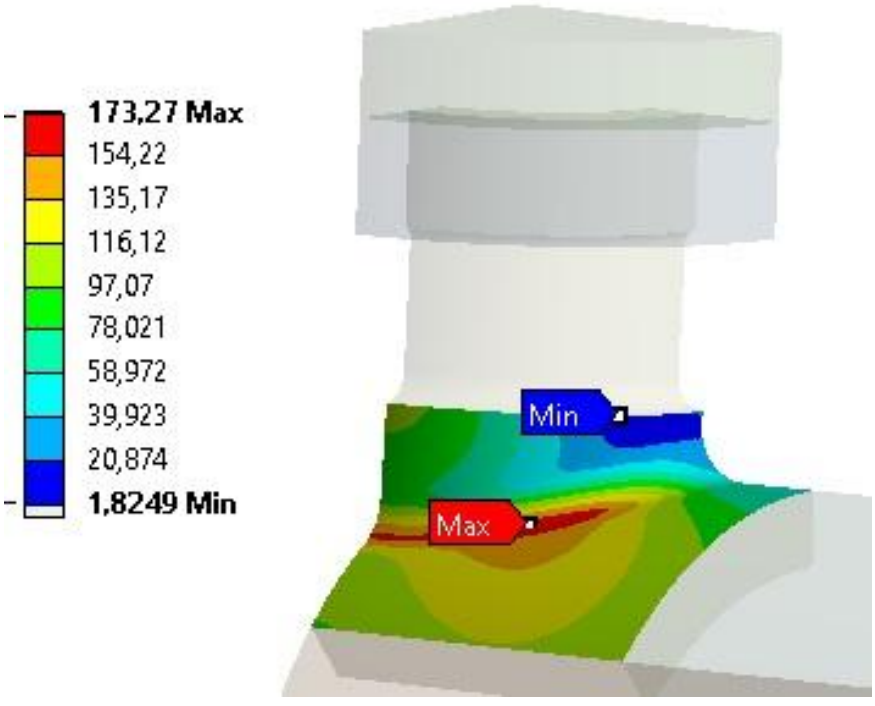


Рисунок 45. Распределения напряжений по Мизесу для штуцера со сглаженными концентраторами напряжений. Внешняя поверхность.

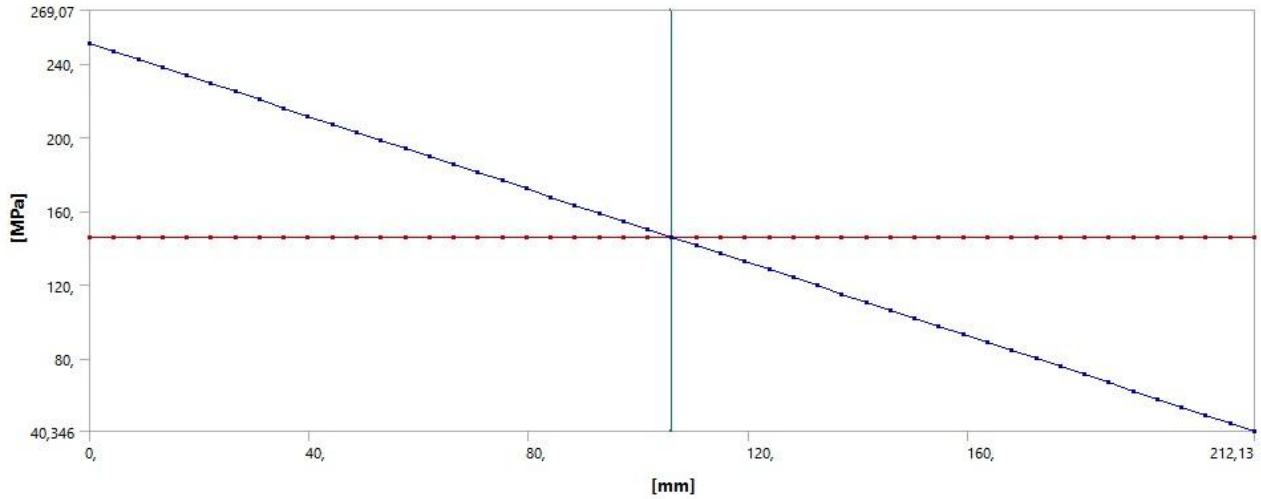


Рисунок 46. Распределения напряжений по Мизесу для штуцера со сглаженными концентраторами напряжений. Линеаризованные напряжения.

Возвращаясь к условию статистической прочности аппаратов высокого давления,

$\begin{cases} \sigma_m \le [\sigma] \\ \sigma_m + \sigma_b \le [\sigma]_M \end{cases}$, оценим мембранные и изгибные напряжения в выбранных сечениях (пути линеаризации максимально соответствуют исходным).

Таким образом,

$\begin{cases} \sigma_m = 145\ МПа \\ \sigma_m + \sigma_b = 159 МПа \end{cases}$, следовательно, $\begin{cases} \sigma_m \ge [\sigma] \\ \sigma_m + \sigma_b \le [\sigma]_M \end{cases}$.

Результатом проведенной оптимизации является выполнение одного из условия прочности в максимально опасном месте конструкции.

Данные эффективности оптимизирования концентратора напряжений представлены в таблице 2.

		Стандартная геометрия Напряжения, МПа			Оптимизированная геометрия Напряжения, МПа			Разница, %		
		σ_m	$_n + \sigma_b$	σ_{max}	σ_m	$_n + \sigma_b$	σ_{max}	σ_m	$+ \sigma_b$	σ_{max}
1 ечение	внутренняя юверхность	18.789	78.012	425.6	13.202	55.311	376.12	31 %	30 %	12 %
	внешняя юверхность									
2 ечение	внутренняя юверхность	209	366.4		145.75	251.1		31 %	32 %	
	внешняя юверхность			345.79			164.4			53.5 %

Таблица 2. Эффективность оптимизации.

Таким образом, применение скруглений позволяет значительно уменьшить мембранные и изгибные напряжения конструкции, что естественным образом сказывается на прочности рассматриваемой системы.

5.4. Оптимизация толщины патрубка.

Как уже отмечалось выше, проведенная оптимизация позволила значительно снизить краевой эффект и удовлетворить одному из необходимых условий статистической прочности.

Для удовлетворения второму условию требуется уменьшить мембранные напряжения в сечении на 30 МПа т.е. на 20%.

Воспользуемся одним из стандартных методов усиления штуцера - утолщение патрубка.

Вобщих случаев толщина усиления варьируется и нормируется ГОСТом

Целесообразно, в первую очередь, оценить влияние толщины стенки на результирующие напряжения. Для этого к оптимизированной модели была добавлена параметризация патрубка и толщины стенки штуцера, рисунок 47.

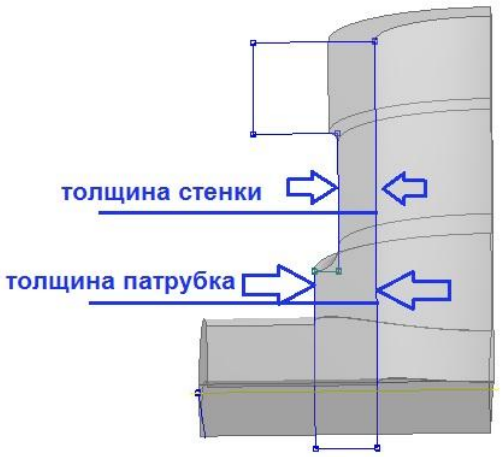


Рисунок 47. Геометрия штуцера. Величины параметризации.

Толщина стенки патрубка варьировалась от 80 мм до 240 мм с шагом 10, следует отметить, что рекомендуемая толщина усиления 150мм.

Для стенки штуцера параметризация была построена от 51 до 131,шаг 10мм, требуемая толщина 91мм.

По результатам моделирования была построена зависимость толщин патрубка и толщины люка, рисунок 48,47.

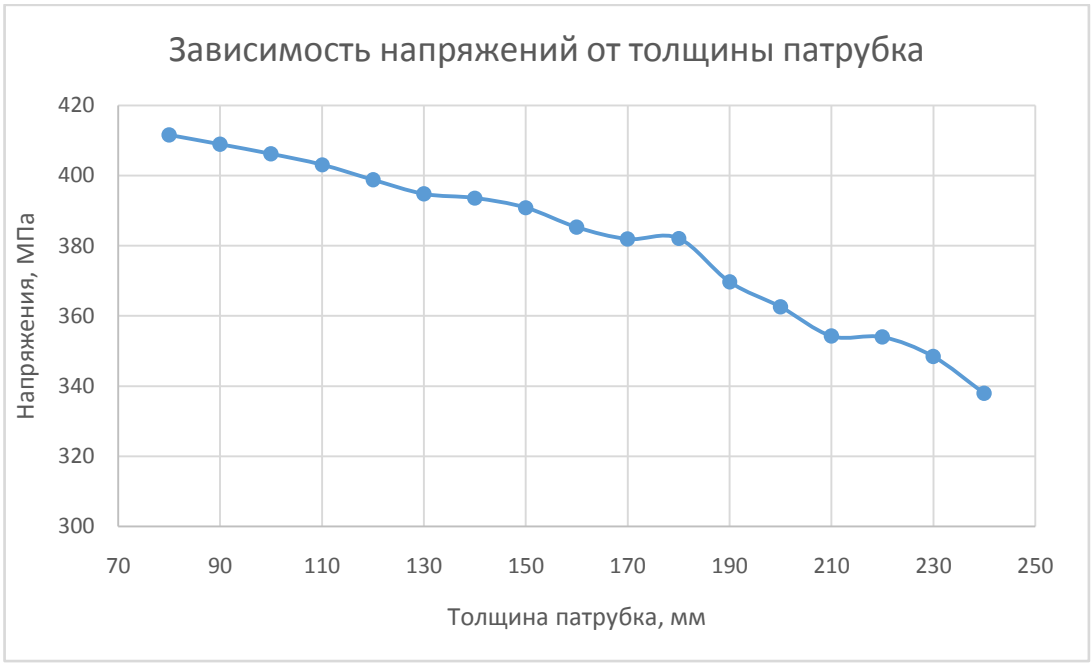


Рисунок 48. Зависимость напряжений от толщины усиления.

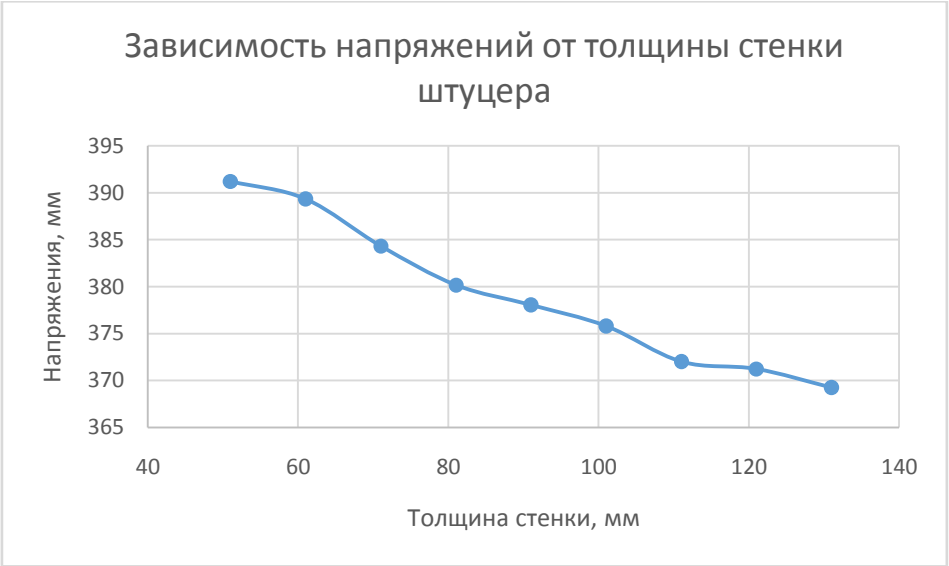


Рисунок 49. Зависимость напряжений от толщины стенки штуцера.

Из графика следует, что напряжения линейно зависят как от толщины патрубка, так и от толщины люка. Однако, наиболее эффективный результат показывает варьирование толщины стенки патрубка, тк при меньших затратах напряжения снизятся на большую величину.

Для определения оптимальной толщины усиления, были построены линеаризованные нормальные напряжения в наиболее благоприятных точках. Естественно, что наилучший результат показывает штуцер с максимальной толщиной стенки, однако, очевидно, что это сильно повысит затраты предприятия. Поэтому ограничимся толщиной, которая проходит под условие статистической прочности по предельным значениям.

Примем толщину усиления патрубка 20 мм, 13 % от первоначальной толщины укрепления.

5.5. Оптимизация толщины обечайки.

Альтернативным вариантом усиления штуцера является увеличение толщины обечайки. Это заведомо более дорогостоящий метод укрепления, тк требует гораздо большего количества материала для производства. Однако, интересно влияние толщины обечайки на максимальные напряжения.

Зависимость была построена метом параметризации толщины обечайки, с шагом 10 от 80 и до 180 , рисунок 50.

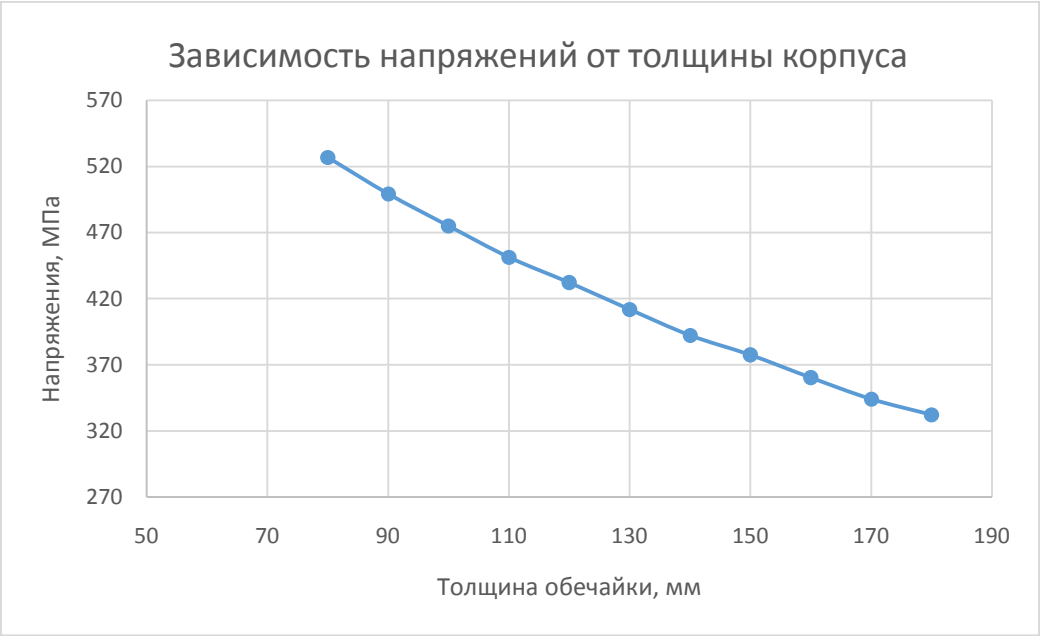


Рисунок 50. Зависимость напряжений от толщины обечайки.

Результаты показывают, что минимальное утолщение обечайки благоприятным образом сказывается на место врезку штуцера. С шагом 10 изменение напряжений равно 4 %, следовательно, утолщение обечайки наиболее эффективно. Но как отмечалось выше, это еще и более затратно, поэтому выберем вариант усиления патрубка.

5.6. Проверка сходимости метода конечных-элелементов.

На Рисунке 25 приведены зависимости напряжений в сечении 2 для различных КЭ постановок.

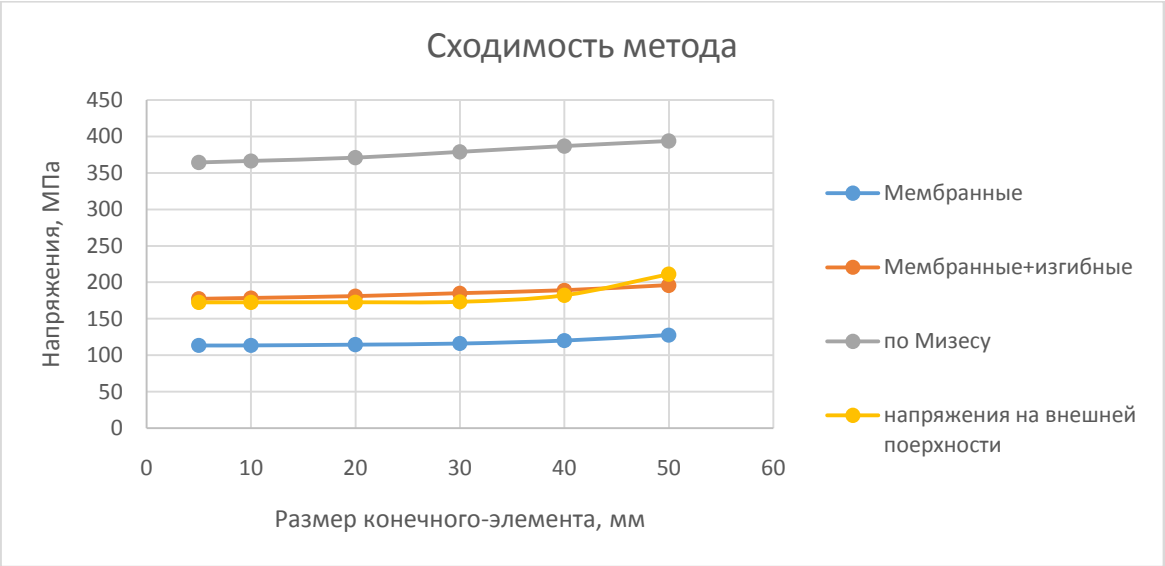


Рисунок 51. Зависимости напряжений от характерного размера КЭ

Из графика видно, что при уменьшении характерного размера КЭ в модели значения напряжений не меняются. Это говорит о сходимости метода конечных элементов. Стоит отметить, что здесь напряжения при уменьшении характерного размера КЭ уменьшаются, хотя выше говорилось об их сингулярном поведении. Это связано с тем, что сингулярность возникает именно в месте пересечения патрубка штуцера с корпусом, а приведённая на Рисунке 51 зависимость напряжений исследовалась на расстоянии 1-го элемента от места врезки.

Таким образом, принятый размер КЭ в модели составляет $h^{(e)} = 10$ мм. Это значение согласуется с американским нормативным документом, в котором есть рекомендации по выбору размера КЭ при моделировании штуцера на цилиндрической обечайке [14]: характерный размер КЭ вблизи места врезки штуцера составляет $h^{(e)} \approx 0.2\sqrt{Ds} = 10$ мм.

5.7. Оптимизация геометрии штуцера. Результаты.

С учетов всех замечаний была построена новая конечно-элементная модель, геомерия рисунок 52

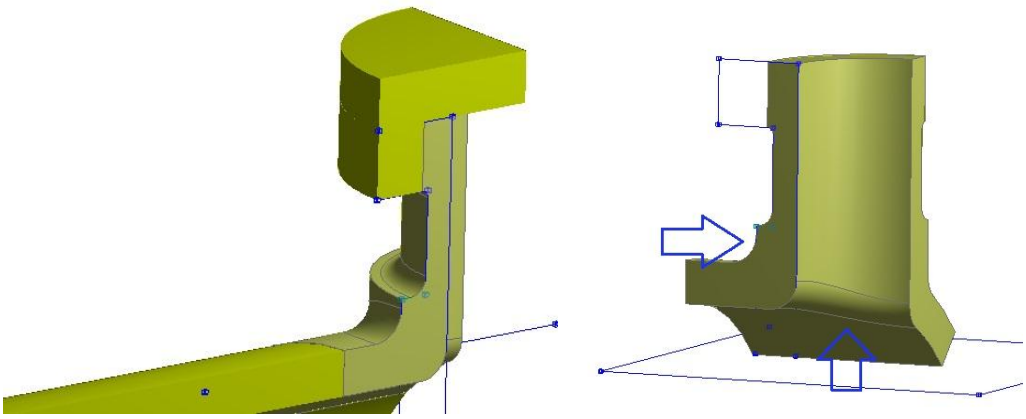


Рисунок 52. Геометрия оптимизированной конструкции.

Нагрузки, граничные условия, параметры сетки неизменны, модернизирована только геометрия модели таким образом, что:

- усилен патрубок штуцера на 20 мм, что составляет от начальной толщины.
- добавлено скругление в месте сварного соединения радиусом 90 мм.
- добавлено скругление в месте врезки штуцера, радиус скругления 95 мм.

Результаты нагружения представлены на рисунках 53-55.

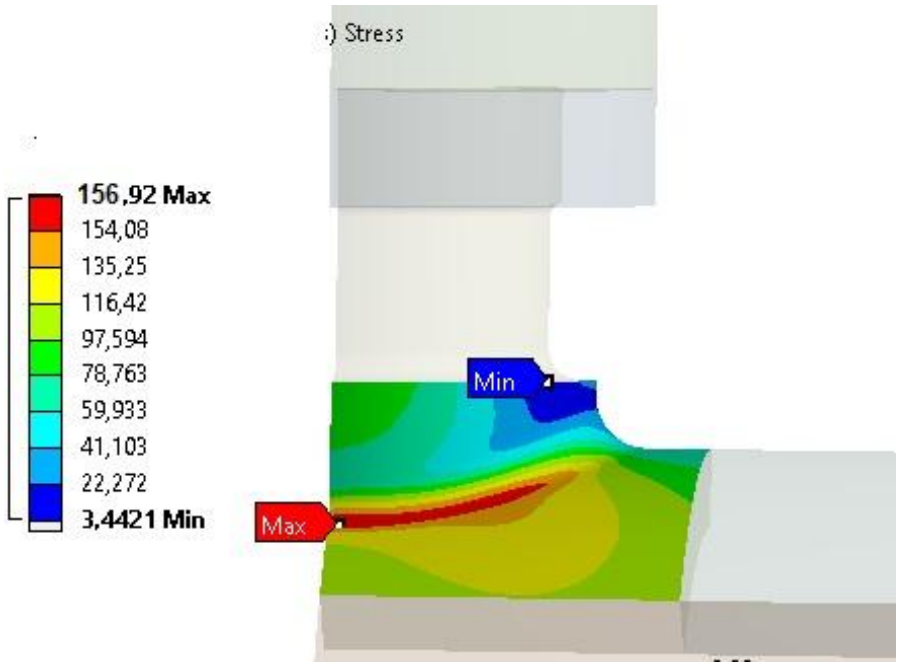


Рисунок 53. Распределения напряжений по Мизесу для оптимизированного штуцера. Внешняя поверхность.

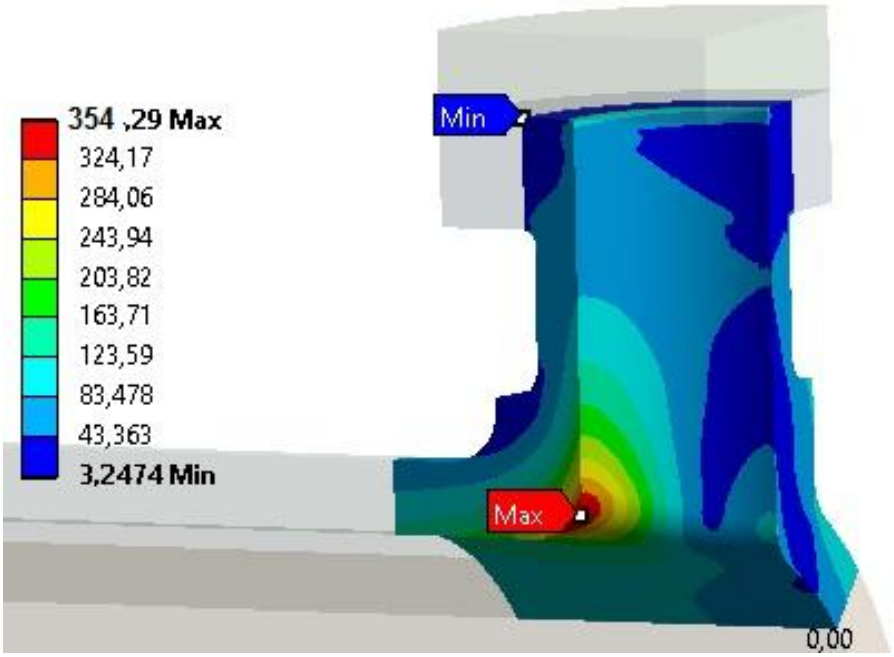


Рисунок 54. Распределения напряжений по Мизесу для оптимизированного штуцера

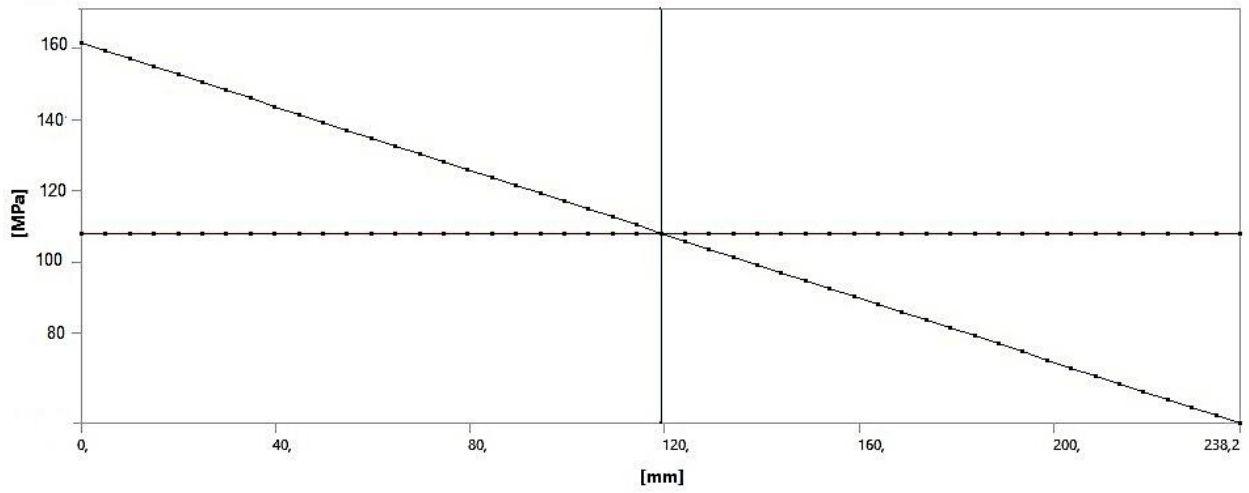


Рисунок 44. Распределения линеаризованных напряжений в оптимизированном штуцере.

Очевидно, что напряжения по Мизесу для рассматриваемой модели снизились 17 %, позволили значительно снизить влияние концентратора

напряжений и избавиться от наличия краевого эффекта конструкции даже для самого опасного сечения модели - сечения в месте врезки штуцера.

На общие результирующие напряжения по Мизесу сделанные допущения не повлияли, модель по прежнему удовлетворяет условию статистической прочности аппаратов высокого давления.

Однако, локальные напряжения снизились значительно, и даже в месте краевого эффекта тройник удовлетворяет условию прочности.

$$\begin{cases} \sigma_m \le [\sigma] \\ \sigma_m + \sigma_b \le [\sigma]_M \end{cases},$$

Детальная оценка эффективности оптимизации приведена в таблице 3.

мах напряжения, Мпа		Стандартная модель	Оптимизированная модель	Результат, %
по мизесу				
	внутренняя поверхность	425.6 МПа	354 .6 МПа	17 %
	внешняя поверхность	345.79 МПа	156.7 МПа	56 %
Мембранные		209 МПа	108,901 МПа	46 %
мембранные+изгибные		366 МПа	163,2 МПа	52 %

Таблица 3. Эффективность оптимизированной конструкции.

Согласно приведенной статистике эффективность проделанной модернизации системы "труба-люк" очевидна. Внесенные изменения позволяют без увеличения стоимости производства повысить надежность оборудования.

5.8. Методические указания к построению геометрической модели штуцера.

При проектировании сосудов и аппаратов часто встречаются задачи расчѐта прочности и жѐсткости узлов врезки штуцеров в корпус. Обычно требуется определить допускаемые нагрузки на место врезки или произвести поверочныйрасчѐт при заданных нагрузках. Это типичные задачи при проектировании сосудов и труб высокого давления.

Российские и американские стандарты накладывают ряд ограничений на расчетную модель или же совсем ее не регламентируют, оставляя проектировку

ответственных узлов инженерам-расчетчикам, которые, в меру своих знаний, сами выполняют геометрию модели.

В данной работе был проведен анализ напряженно-деформированного состояния тройникового соединения. Очевидно, что проделанных расчетов не достаточно для написания норм расчета нестандартных элементов емкостного оборудования, и требуется гораздо больше моделей, например, моделей с разным диаметром отверстия, с разными толщинами обечайки, с разной высотой штуцера и тд. Однако, систематизация полученных результатов может указать общие тенденции для проектировки штуцеров.

Таким образом, по результатам конечно-элементного моделирования люка колонны высокого давления, с внутренним диаметром 600 мм и толщиной обечайки 150 мм, можно отметить следующие:

Для обеспечения максимальной надежности конструкции при проектировании штуцеров аппаратов высокого давления необходимо уделить внимание прямым углам - концентраторам напряжений, т.к образуются местные площадки текучести, которые не влияют на общую статистическую прочность системы, но локально не удовлетворяют ни одному условию статистической прочности и являются вероятными причинами катастроф систем.

В рассмотренном моделировании люка использовалось скругление как внешнего, так и внутреннего радиуса, 90 мм и 95 мм, соответственно, таблица 4.

	Обечайка		Патрубок	
	толщина, мм	скругление от толщины, %	Мм	%
внутреннее скругление	150	63 %	150	63 %
Внешнее скругление		60 %		60 %

Таблица 4. Методика подбора.

Также стоит увеличить толщину укрепления люка на 13 % приблизительно.

При предложенных изменениях люк будет достаточно укрепленным в соответствии с условиями статической прочности.

Однако, еще раз следует подчеркнуть, что для детального описания методики подбора штуцеров, в том числе штуцеров типа "люк", необходимо сравнить большее количество конечно-элементных моделей, различных типов.

Возможно, для снижения краевого эффекта будет достаточно только скругления места врезки штуцера.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При проектировании сосудов и аппаратов часто встречаются задачи расчета прочности и жесткости узлов врезки штуцеров в корпус. Обычно требуется определить допускаемые нагрузки на место врезки или произвести поверочный расчет при заданных нагрузках.

Это типичные задачи при проектировании сосудов и труб высокого давления.

Российские и американские стандарты накладывают ряд ограничений на расчетную модель или же совсем ее не регламентируют.

В работе было проведено исследование напряжённо-деформированного состояния люка, находящегося на корпусе абсорбера. Оценка прочности проводилась в зонах повышенных напряжений - в сечении места пересечения штуцера с корпусом.

Анализ проводился путем конечно-элементного моделирования люка в среде AnsysWorkBench.

В рамкахданнойработы:

- была построена конечно-элементная модель люка колонны выского давления в двух постановках: без учета и с учетом симметрии.
- выявлены зоны концентрации напряжений, зоны краевого эффекта и локальные площадки текучести тройникового соединения.
- определены допускаемые напряжения и предел прочности системы.
- найдены линейные компоненты нормального напряжения – сделана линеаризация.
- проведена оценка прочности конструкции согласно ГОСТ и ASME
- выявлены “слабые” места системы с точки зрения статической прочности, которые, согласно статистике, являются наиболее вероятными причинами физических взрывов систем, находящихся под давлением.
- добавлена принчипиально новая геометрическая характеристика – сглаживание прямого угла путем добавления скругления.

Определенызависимостиразличныхвидовнапряженийотвеличинырадиуса.

- построены зависимости результирующих напряжений и напряжений на поверхности штуцера от толщины корпуса, патрубка и стенки штуцера.
- сделанаоптимизациягеометриилюка.
- написана методика подбора геометрических характеристик типа “люк”
- Проверена сходимость МКЭ

Подводя итог выше перечисленному, анализ люка стабилизационной колонны помог на практике показать ограниченность существующих нор расчета подобных систем.

Путем безхитростных изменений геометрии стандартизированной конструкции можно повысить прочность систем и тем самым снизить вероятность катастроф на предприятиях.

Также, описаная методика, хотя и нуждается в более широком описании, может значительно сократить время расчета подобных штуцеров, что приведет к оптимизации рабочего процеса и сокращению затрат предприятий.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1. ЛИНЕАРИЗОВАННЫЕНАПРЯЖЕНИЯ В ТРОЙНИКОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ. ОПРЕДЕЛЕНИЯ. ВЫДЕРЖКАИЗASME

Normal Stress. Normal stress is the component of stress normal to the plane of reference. This is also referred to as direct stress. Usually the distribution of normal stress is not uniform through the thickness of a part, so this stress is considered to have two components, one uniformly distributed and equal to the average stress across the thickness under consideration, and the other varying from this average value across the thickness.

NB-3213.5 Shear Stress. Shear stress is the component of stress tangent to the plane of reference.

NB-3213.6 Membrane Stress. Membrane stress is the component of normal stress that is uniformly distributed and equal to the average stress across the thickness of the section under consideration.

NB-3213.7 Bending Stress. Bending stress is the component of normal stress that varies across the thickness. The variation may or may not be linear.

NB-3213.8 Primary Stress. Primary stress is any normal stress or shear stress developed by an imposed loading

that is necessary to satisfy the laws of equilibrium of external and internal forces and moments. The basic characteristic of a primary stress is that it is not self-limiting. Primary stresses that considerably exceed the yield strength will result in failure or, at least, in gross distortion. Primary membrane stress is divided into general and local categories. A general primary membrane stress is one that is so distributed in the structure that no redistribution of load occurs as a result of yielding. Examples of primary stress are:

(a) general membrane stress in a circular cylindrical
shell or a spherical shell due to internal pressure or to
distributed loads;

(b) bending stress in the central portion of a flat head due to pressure;

Refer to Table NB-3217-1 for examples of primary stress.

NB-3213.9 Secondary Stress. Secondary stress is a normal stress or a shear stress developed by the constraint of adjacent material or by self-constraint of the structure. The basic characteristic of a secondary stress is that it is self-limiting. Local yielding and minor distortions can satisfy the conditions that cause the stress to occur and failure from one application of the stress is not to be expected. Examples of secondary stress are:

(a) general thermal stress [NB-3213.13(a)];

(b) bending stress at a gross structural discontinuity.

Refer to Table NB-3217-1 for examples of secondary stress.

NB-3213.10 Local Primary Membrane Stress. Cases arise in which a membrane stress produced by pressure or other mechanical loading and associated with a discontinuity would, if not limited, produce excessive distortion in the transfer of load to other portions of the structure. Conservatism requires that such a stress be classified as a local primary membrane stress even though it has some characteristics of a secondary stress.

A stressed region may be considered local if the distance over which the membrane stress intensity exceeds 1.1*Sm* does not extend in the meridional direction more than 1.0_ *Rt*, where *R* is the minimum midsurface radius of curvature and *t* is the minimum thickness in the region considered. Regions of local primary stress intensity involving axisymmetric membrane stress distributions that exceed 1.1*Sm* shall not be closer in the meridional direction than 2.5_ *RLtL*, where *RL* is defined as (*R*1 + *R*2) /2 and *tL* is defined as (*t*1 + *t*2) /2 (where *t*1 and *t*2 are the minimum thicknesses at each of the regions considered, and *R*1 and *R*2 are the minimum midsurface radii of curvature at these regions where the membrane stress intensity exceeds1.1*Sm*). Discrete regions of local primary membrane stress intensity, such as those resulting from concentrated

loads acting on brackets, where the membrane stress intensity exceeds 1.1*Sm*, shall be spaced so that there is no overlapping of the areas in whic the membrane stress intensity exceeds 1.1*Sm*.

NB-3213.11 Peak Stress. Peak stress is that increment of stress that is additive to the primary plus secondary stresses by reason of local discontinuities or local thermal stress [NB-3213.13(b)] including the effects, if any, of stress concentrations. The basic characteristic of a peak stress is that it does not cause any noticeable distortion and is objectionable only as a possible source of a fatigue crack or a brittle fracture. A stress that is not highly localized falls into this category if it is of a type that cannot cause noticeable distortion. Examples of peak stress are:

(a) the thermal stress in the austenitic steel cladding of

a carbon steel part;

(b) certain thermal stresses that may cause fatigue but

not distortion;

(c) the stress at a local structural discontinuity;

(d) surface stresses produced by thermal shock.

NB-3213.12 Load Controlled Stresses. Load controlled stresses are the stresses resulting from application of a loading, such as internal pressure, inertial loads, or the effects of gravity, whose magnitude is not reduced as

a result of displacement.

NB-3213.13 Thermal Stress. Thermal stress is a selfbalancing stress produced by a nonuniform distribution of

temperature or by differing thermal coefficients of expansion. Thermal stress is developed in a solid body whenever a volume of material is prevented from assuming the size and shape that it normally would under a change in temperature. For the purpose of establishing allowable stresses, two types of thermal stress are recognized, depending on the volume or area in which distortion takes place, as described in (a) and (b) below.

(a) General thermal stress is associated with distortion of the structure in which it occurs. If a stress of this type,

neglecting stress concentrations, exceeds twice the yield strength of the material, the elastic analysis may be invalid and successive thermal cycles may produce incremental distortion. Therefore this type is classified as secondary stress in Table NB-3217-1. Examples of general thermal

stress are: *(1)* stress produced by an axial temperature distribution in a cylindrical shell;

(2) stress produced by the temperature difference

between a nozzle and the shell to which it is attached;

(3) the equivalent linear stress3 produced by the radial

temperature distribution in a cylindrical shell.

(b) Local thermal stress is associated with almost complete suppression of the differential expansion and thus produces no significant distortion. Such stresses shall be considered only from the fatigue standpoint and are therefore classified as peak stresses in Table NB-3217-1. In evaluating local thermal stresses the procedures of

NB-3227.6(b) shall be used. Examples of local thermal stress are:

(1) the stress in a small hot spot in a vessel wall;

(2) the difference between the actual stress and the

equivalent linear stress resulting from a radial temperature

distribution in a cylindrical shell;

(3) the thermal stress in a cladding material that has

a coefficient of expansion different from that of the base

metal.

NB-3213.14 Total Stress. Total stress is the sum of the primary, secondary, and peak stress contributions. Recognition of each of the individual contributions is essential to establishment of appropriate stress limitations.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

АНАЛИЗ И ОЦЕНКА УСЛОВИЙ ТРУДА В ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ЛАБОРАТОРИИ

Дипломная работа носит научно-исследовательский характер, поэтому исполнитель большую часть рабочего времени проводит за компьютером. Работа с компьютером связана, прежде всего, с восприятием изображения на экране, с одновременным различением текста рукописных или печатных материалов, с выполнением машинописных графических работ и других операций, что способствует зрительному утомлению, которое усиливается из-за бликов, мерцаний и других визуальных параметров экрана и световой среды помещения. Выделим основные вредные и опасные факторы при работе с компьютером:

- повышенное зрительное напряжение;
- нервное напряжение;
- костно-мышечные напряжения;
- электромагнитные поля и последствия их воздействия;
- шум, выделение вредных веществ, тепловыделения, опасность поражения электрическим током, риск возгораний;
- возможные нарушения здоровья пользователей ЭВМ под воздействием факторов риска при работе с компьютером.

Основные мероприятия для обеспечения безопасных условий труда операторов должны быть направлены на регламентирование указанных опасных и вредных факторов и устранение их воздействия, совершенствование технологического оборудования с учётом современных требований эргономики, на рациональную организацию производственного процесса, режима труда и отдыха. Должен осуществляться также контроль состояния здоровья операторов.

Общие требования к видеодисплейным терминалам и персональным электронно-вычислительным машинам

Для создания нормативных условий труда за компьютером необходимо, чтобы компьютер соответствовал определённым требованиям, которые зафиксированы в СанПиН 2.2.2/2.4.1340-03 «Гигиенические требования к персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы» и в ГОСТ Р 50948-2001 «Средства отображения информации индивидуального пользования. Общие эргономические требования безопасности». Прежде всего, все видеодисплейные терминалы (ВДТ) должны иметь гигиенический сертификат, который включает оценку параметров излучения и визуальных эргономических параметров. Основными визуальными эргономическими параметрами являются яркость изображения, внешняя освещённость экрана, угловой размер знака. В соответствии с ГОСТ Р 50948-2001 к эргономическим параметрам также относится угол наблюдения экрана.

Требования к основным эргономическим параметрам ВДТ приведены в Таблице 19 (в скобках даны предельные значения параметров, согласно ГОСТ Р 50948-2001, которые в ряде случаев расширяют диапазон значений).

Наименование аметра	Пределы значений параметров	
	минимум (не менее)	максимум (не более)
Яркость экрана, еренная в темноте, кд/м2	35 (10)	120 (150)
Внешняя освещённость ана, лк	100 (100)	250 (500)
Угловой размер знака, . Мин	16 (16)	60 (60)

Таблица 1. Требования к эргономическим параметрам

По ГОСТ Р 50948-2001 нормируется также угол наблюдения, который должен быть не более плюс 400 от нормали к любой точке экрана дисплея.

Организация рабочего места, в связи с активностью оператора

Работы оператора ЭВМ связана с пониженной мышечной активностью (гипокинезией) и длительным статическим напряжением мышц спины, шеи, рук и ног, что приводит к быстрому утомлению. Утомление существенно увеличивается при нерациональной высоте рабочей поверхности стола и сидения, отсутствии опорной спинки и подлокотников, неудобных углах сгибания в плечевом и локтевом суставах, углах наклона головы, неудобном размещении документов, видеотерминала и клавиатуры, неправильном угле наклона экрана, отсутствии пространства и подставки для ног. В соответствии с требованиями эргономики, рабочее место должно быть приспособлено для конкретного вида труда и для работников определённой квалификации с учётом их физических и психических возможностей и особенностей. Конструкция рабочего места должна соответствовать следующим требованиям:

- обеспечивать быстроту, безопасность, простоту и экономичность технического обслуживания в нормальных и аварийных условиях;
- полностью отвечать предполагаемым условиям эксплуатации.

Расположение монитора в месте рабочей зоны должно обеспечивать удобство зрительного наблюдения в вертикальной плоскости под углом от нормальной линии взгляда оператора. Монитор должен иметь возможность поворачиваться вокруг горизонтальной и вертикальной осей. Согласно санитарных правил с учётом ГОСТ 12.2.032-78 «ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования» рабочий стол должен иметь пространство для ног высотой не менее 600 мм, шириной – не менее 500 мм, глубиной на уровне колен – не менее 450 мм и на уровне вытянутых ног – не менее 650 мм.

Рабочий стул (кресло) должен быть подъёмно-поворотным, регулируемым по высоте и углам наклона и по расстоянию спинки от переднего края сиденья. Конструкция его должна обеспечивать:

- ширину и глубину поверхности сиденья не менее 400 мм;
- регулировку высоты поверхности сиденья в пределах 400-450 мм;

- углы наклона вперёд 15° и назад 5°;
- высоту опорной поверхности спинки 300±20 мм;
- ширину опорной поверхности спинки не менее 380 мм;
- радиус кривизны горизонтальной плоскости – 400 мм;
- пределы угла наклона спинки в вертикальной плоскости 0±30°.

Психо-физиологические факторы

В комплексе мероприятий по совершенствованию организации труда важная роль отводится внедрению научно-обоснованных режимов труда и отдыха, улучшению условий труда.

Основная цель рационального труда и отдыха – поддержание работоспособности на оптимальном уровне. Необходимость чередования труда и отдыха обусловлена физиологическими закономерностями и играет большую роль в поддержании трудового ритма. Работоспособность работника в течение рабочего дня не является стабильной величиной. Основные фазы работоспособности:

- вырабатывание и нарастающая работоспособность;
- высокая, устойчивая работоспособность;
- падение работоспособности в результате развивающегося утомления.

Оптимальный режим труда и отдыха должен включать паузы. При неблагоприятных условиях труда высокий уровень работоспособности составляет не менее 75% рабочего времени. Период вырабатывания составляет не более 40 минут, а восстановительный период – не более 10-15 минут. Наибольшая работоспособность инженерно-технических работников наблюдается с 10 до 12 и с 16 до 18 часов. Рекомендуется делать перерывы по 8-10 минут каждые 2 часа в первой половине дня и 5-8 минут через каждый час во второй половине дня.

Рациональное освещение помещений и рабочих мест

Нормальная освещённость имеет большое значение для предупреждения зрительного и общего утомления. В связи с этим необходимо поддерживать

действующие нормы освещённости рабочих помещений. Согласно этим нормам, освещение в помещениях с ПК должно быть смешанным: естественным (за счёт солнечного света) и искусственным.

При устройстве местного освещения рекомендуется применять поворачивающиеся передвижные лампы. Свет должен падать слева. Рекомендуемая мощность ламп 50-70 Вт.

Освещённость на поверхности стола в зоне размещения рабочего документа, согласно СанПиН, должна быть 300-500 лк. Рекомендуется, чтобы стены, оборудование и мебель имели матовое покрытие с коэффициентом отражения 0,7-0,8. Достигается это окраской потолка в белый цвет, а стен – в светло-жёлтые и оранжево-жёлтые цвета.

Необходимо также выполнять следующие нормы: отношение яркости между рабочими поверхностями не должно превышать 3:1-5:1, а между рабочими поверхностями и поверхностями стен и оборудования 10:1.

Микроклимат

В помещениях должен поддерживаться нормальный микроклимат. Согласно ГОСТ 12.1.005-88 «ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» и СанПиН 2.2.4.548-96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений» в помещении вычислительного центра (ВЦ) должны устанавливаться следующие микроклиматические условия: воздух должен содержать не более 0,3% углекислоты и 0,01% угарного газа, постоянная температура – 18-20°С, относительная влажность воздуха зимой – 45-50%, летом – 50-55%.

Система отопления обеспечивает достаточно постоянное и равномерное нагревание воздуха в помещении. Для этого используется система центрального водяного отопления.

Для обеспечения установленных норм метеорологических параметров и чистоты воздуха в лаборатории вычислительной техники применяется как общеобменная искусственная вентиляция, так и естественная вентиляция.

Одним из эффективных средств по обеспечению нормальной работы в ВЦ является кондиционирование воздуха. В функции кондиционера входит создание и поддержание режима в заданных пределах в любое время года, очистка воздуха от пыли, бактерий, вредных газов, а также создание небольшого избыточного давления в чистых помещениях для исключения поступления неочищенного воздуха. Полное кондиционирование воздуха повышает производительность труда на 15%. Повышение или понижение температуры воздуха на 10-12°С приводят к понижению работоспособности на 15%.

При нормативном микроклимате и отсутствии вредных веществ в помещения с объёмом не менее 50м^3 на человека приток воздуха должен быть не менее 25м^3/час.

Защита от шума

От уровня шума во многом зависит продуктивность труда. При сверхнормативном уровне шума рассеивается и притупляется внимание работников, на 10-15% снижается производительность труда, растёт число профессиональных заболеваний. Основным источником шума в помещениях, оборудованных вычислительной техникой, являются печатающие устройства (принтеры), множительная техника и оборудование для кондиционирования воздуха, а в самой вычислительной технике – вентиляторы систем охлаждения и трансформаторы. Уровень шума в таких помещениях иногда достигают 85дБА.

Нормирование уровня шума в помещениях с вычислительной техникой осуществляется в соответствии с СанПиН 2.2.2.542-96. В залах для ЭВМ предельно допустимый эквивалентный уровень шума не должен превышать 50дБА.

Нормируемые уровни шума обеспечиваются путём использования малошумного оборудования, применения звукопоглощающих материалов для

внутренней облицовки помещений, а также различных звукопоглощающих устройств (перегородки, кожухи, прокладки и т. д.).

Находящееся рядом с рабочим местом другое оборудование, являющееся источником шума, должно быть перенесено в другое помещение.

Воздействие электрического тока

Для питания ВЦ служит трёхфазная сеть с напряжением 380В и частотой тока 50 Гц. Для обеспечения безопасности обслуживающего персонала допуск к работе разрешён только после аттестации по технике безопасности. Согласно ГОСТ 12.1.019-2009 «ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты» и ГОСТ 12.1.030-81 «ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление» техническими мероприятиями по обеспечению электробезопасности персонала являются защитное заземление и зануление. ГОСТ 12.1.030-81 распространяется на защитное заземление и зануление электроустановок постоянного и переменного тока с частотой до 400 Гц. Оно необходимо:

- при номинальном напряжении 380В и выше для переменного тока, 440В и выше для постоянного тока – во всех случаях;
- при 42-380В для переменного тока и 110-440В для постоянного тока – в условиях повышенной опасности.

В качестве заземляющих устройств электроустановок должны быть, прежде всего, использованы естественные заземлители. Заземлению подлежат силовые шкафы силовых распределительных устройств, трубы с проложенными в них кабелями и проводами, корпуса всех устройств и установок, которые могут оказаться под напряжением. Согласно ГОСТ 12.1.019-2009 для защиты от поражения электрическим током служат следующие меры:

- защитные оболочки;
- защитные ограждения;
- безопасное расположение токоведущих частей и их изоляция;
- изоляция рабочего места;

- использование малых напряжений;
- защитное отключение электроустановки;
- предупредительная сигнализация
- блокировка системы в случае неисправности.

Факторы пожара

Согласно ГОСТ 12.1.004-91 «Пожарная безопасность. Общие требования» существуют следующие опасные факторы:

- пламя и искры;
- повышенная температура окружающей среды;
- токсичные продукты горения и термического разложения;
- пониженная концентрация кислорода.

Противопожарная защита обеспечивается следующими мерами:

1) применение средств пожаротушения, установка сигнализации и устройств тушения, ограничивающих распространение пожара, мероприятия по эвакуации людей, наличие средств индивидуальной защиты и средств противодымной защиты;

2) наличие противопожарных перегородок и отсеков, устройств автоматического отключения систем;

3) планировка эвакуационных путей и выходов;

4) оповещение людей;

5) технические средства для эвакуации и спасения людей;

6) наличие огнетушащих веществ.

Пожарную опасность в ВЦ представляют носители информации, поэтому помещение должно быть оборудовано несгораемыми стеллажами и шкафами. Хранение перфокарт, лент, дисков должно производиться в металлических кассетах. Не допускается размещение складских помещений, а также пожаровзрывоопасных производств над и под залами ЭВМ, а также смежных с ними помещениях.

Система вентиляции ВЦ должна быть оборудована устройством, обеспечивающим автоматическое отключение её при пожаре, а также огнедымозадерживающими устройствами.

Подача воздуха к ЭВМ для охлаждения должна осуществляться по самостоятельному воздуховоду. Присоединение этих воздуховодов к общему коллектору допускается только после огне- и дымозадерживающих клапанов.

Система электропитания ЭВМ должна иметь блокировку, обеспечивающую отключение ЭВМ в случае остановки системы кондиционирования и охлаждения. Промывка ячеек и других съёмных устройств горючими жидкостями допускается только в специальных помещениях, оборудованных проточно-вытяжной системой.

В здании ВЦ должна быть предусмотрена автоматическая пожарная сигнализация. В залах ЭВМ, за подвесными потолками, в хранилищах информации, кладовых запасного оборудования необходимо устанавливать извещатели, реагирующие на дым. Во всех других помещениях ВЦ допускается установка типовых пожарных извещателей. Для тушения возможных пожаров ВЦ должны оборудоваться автоматическими установками объёмного газового тушения с выводом огнегасительного вещества в кабельные каналы и потоки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ Р 52630-2012 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. – М.: Стандартинформ, 2012. – 121 с.
2. JawadMaan H., Farr James R. Structural analysis and design of process equipment. – New York: John Wiley & Sons, Inc, 1984. – 707 p.: pic. ISBN 0-471-09207-X.
3. Hayes B. Six case histories of pressure vessel failures // Engineering Failure Analysis – 1996 – Vol. 3, №3 – pp. 157-170.
4. ГОСТ Р 52857.3 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчёт на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. – М.: Стандартинформ, 2008. – 34 с.
5. Wichman K.R., Hopper A.G., Mershon J.L. WRC Bulletin 107. Local stresses in spherical and cylindrical shells due to external loadings. – Welding research council, Inc, 1979. – 70 p.: pic. ISSN 0043-2326.
6. Jones J.W. Finite Element Analysis of Pressure Vessels // The National Board Bulletin – 2008 – Vol. 63, №2 – p.7.
7. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / пер. с англ. Шестакова А.А. – М.: Мир, 1979г. – 392с.
8. Cormier N.G., Smallwood B.S., Sinclair G.B., Meda G. Aggressive submodeling of stress concentrations // International Journal for Numerical Methods in Engineering – 199 – №46 – pp.889-909.
9. Shell Standard. Minimum nozzle loads – Shell Global Solutions International BV, 2011. – 3 p.
10. ГОСТ Р 52857.1 2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчёта на прочность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2008. – 31 с.
11.

12. ASME, The American Society of Mechanical Engineers. Rules for Construction of Pressure Vessels (Sec. VIII, Division 2) – ASME Boiler and Pressure Vessel Code. New York: ASME, 2007.
13. Краснокутский А., Тимошкин А. Проблемы расчета прочности и жесткости штуцеров // CADmaster – 2007г. – №3(38) – стр. 78-81.
14. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999г. – 590 с.
15. Mershon J.L., Mokhtarian K., Ranjan G.V., Rodabaugh E.C. WRC Bulletin 297. Local stresses in cylindrical shells due to external loadings on nozzle – supplement to WRC Bulletin 107. – Welding research council, Inc, 1987. – 88 p.: pic. ISSN 0043-2326.
16. Виргинский В.С. Очерки истории науки и техники XVI-XIX веков. Пособие для учителя. – М.: Просвещение, 1984. – 288 с.
17. Straub M., Buchheim M.E., Amos D.E., Chias T.N. WRC Bulletin 357. Precision equations and enhanced diagrams for local stresses in spherical and cylindrical shells due to external loadings. For implementation of WRC Bulletin 107. – Welding research council, Inc, 2011. – 188 p.: pic. ISBN 581455445.
18. Кожевников Д., Терехова А. Начиная с осветительного керосина // Объединенное машиностроение – 2010 – №3 (03) – стр. 24-27.
19. Шухов В.Г. – Избранные труды. Нефтепереработка. Теплотехника. – М.: Наука, 1982. – 103 с.