

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Российский университет транспорта»
РУТ (МИИТ)

На правах рукописи



Сурнин Артем Юрьевич

Моделирование поведения котла вагона-цистерны при действии
локальных нагрузок

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Беспалько Сергей Валерьевич

Москва – 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1 ОБЗОР МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ.....	10
1.1 Конструктивные особенности котлов железнодорожных цистерн	10
1.2 Анализ теоретических источников и исследований по теории упругости ...	12
1.3 Анализ теоретических источников и исследований по теории пластичности.....	16
1.4 Анализ теоретических источников и исследований по теории ползучести.....	18
1.5 Анализ теоретических источников по определению напряженно- деформированного состояния котла вагона-цистерны	21
1.6 Анализ теоретических источников по пробою оболочек.....	28
1.7 Анализ теоретических источников по методу конечных элементов	32
1.8 Обзор программного обеспечения, реализующего метод конечных элементов	35
1.8.1 Программный комплекс FEMAP with NASTRAN.....	35
1.8.2 Программный комплекс ANSYS.....	37
1.8.3 Программный комплекс ABAQUS.....	39
1.8.4 Программный комплекс T-FLEX.....	40
1.9 Выводы по разделу 1.....	41
2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОБОЯ КОТЛА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ.....	42
2.1 Исходные уравнения теории упругости	43
2.2 Закон пластичности и условие начала пластичности.....	49
2.3 Математическое моделирование удара.....	53

2.4 Кинематический расчет для определения скорости удара	54
2.5 Исходные уравнения метода конечных элементов	62
2.6 Характеристики конечных элементов.....	65
2.7 Контактные конечные элементы	72
2.8 Расчетная схема и принятые допущения	76
2.9 Выводы к разделу 2.....	78
3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ КОТЛА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ С УЧЕТОМ ПОЛЗУЧЕСТИ.....	80
3.1 Математическая формулировка закона ползучести	81
3.2 Определение параметров уравнения состояния ползучести	83
3.3 Расчетная схема и принятые допущения	87
3.4 Моделирование силовой схемы.....	90
3.5 Методика определения объема оставшегося груза в кармане.....	94
3.6 Выводы по разделу 3.....	98
4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОТЛА ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ПРИ ДЕЙСТВИИ ЛОКАЛЬНЫХ НАГРУЗОК С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНЫХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА	99
4.1 Оценка влияния формы и размеров броневой пластины на напряженно-деформированное состояние котла вагонацистерны при действии ударной нагрузки.....	100
4.2 Оценка влияния толщин котла и броневой пластины на напряженно-деформированное состояние котла цистерны при действии ударной нагрузки.....	107
4.3 Оценка напряженно-деформированного состояния котла с броневой пластиной, имеющей рациональную форму и толщину при действии ударной нагрузки.....	109

4.4	Верификация разработанной методики моделирования удара	110
4.5	Оценка влияния различных факторов на образование остаточных деформаций в котле цистерны при длительной эксплуатации	113
4.5.1	Остаточные деформации котла.....	115
4.5.2	Объем оставшегося груза	118
4.6	Выводы по разделу 4	121
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	123
	СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	127
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	128
	ПРИЛОЖЕНИЕ А	154

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В России важное место в общем объеме грузооборота занимают железнодорожные перевозки. Это объясняется высокой экономической эффективностью железнодорожных цистерн и высокой потребностью промышленных отраслей в сырье. Одними из самых распространенных видов сырья являются различные химические вещества, перевозимые в железнодорожных цистернах и относящиеся к категории опасных грузов. Подобные цистерны должны обеспечивать экологическую безопасность при эксплуатации.

Поэтому необходимо уделять повышенное внимание поведению котла под нагрузками. Из-за длительного воздействия гидростатической нагрузки от перевозимого груза в металле возникает и развивается явление ползучести. В процессе эксплуатации в нижней зоне котла накапливаются остаточные деформации ползучести, что приводит к образованию карманов, которые препятствуют полной разгрузке цистерны. Неполная разгрузка цистерны снижает показатели суточной доходности вагона. Кроме того, растущая интенсивность использования вагонов, сокращение времени погрузки и разгрузки увеличивают интенсивность накопления деформаций, уменьшая срок службы котла.

Чтобы уменьшить влияния остаточных деформаций на работу котла цистерны, необходимо рассмотреть поведение котла при длительном воздействии постоянных нагрузок с учетом явления ползучести.

Другой важной проблемой является разрушение котла при ударных нагрузках. В аварийной ситуации при опрокидывании цистерны существует вероятность пробоя котла дугой безопасности. Стоит отметить то, что пробой котла неминуемо приводит к выбросу опасных веществ в окружающую среду. При этом аварийная ситуация неминуемо приводит к потере перевозимого груза и развивается до чрезвычайной.

Степень разработанности темы исследования. Рассмотрение процессов разрушения, возникающих в объектах при нагружении, началось с 15 века. Это

исследования Леонардо да Винчи, Галилео Галилея, Р. Гука, Э. Мариотте, Шарль Кулон, Я. Бернулли, П. Вариньон, А. Паран, Т. Юнг, Ж. Лагранж, А. Навье, С. Пуассон, Л. Коши, Б. Сен-Венан, Г. Ламе, Б. Клапейрон и другие. Среди русских ученых того времени можно отметить М.В. Остроградского, Д.И. Журавского, А.В. Гадолина, Х.С. Головина, В.Л. Кирпичева, А.Н. Динника и многие другие.

Ученые А. Треска, Б. Сен-Венаном, М. Леви, Э. Бельтрами, Р. Мизесом, М. Губером, Г. Генки, Л. Прандтль, Л. Надаи проделали огромную работу по развитию теории пластичности. Среди советских ученых в этой области широко распространены работы А. А. Ильюшина, А. А. Гвоздева, В. В. Соколовского, А. Ю. Ишлинского, Л. М. Качанова, Г. А. Смирнова-Аляева, А. Р. Ржаницына, Ю. Н. Работнова и многих других.

В 20 веке развитие получила теория ползучести. Данным явлением занимались А. Навье, Г.-Г. Кориолис, Л. Вика, В. Вебер, Э. Андраде, Ф. Нортон, Р. Бейли, Ф. Удквист, К. Содерберг, К. Дэвенпорт, П. Людвик, Ю.Н. Работнов, Л.М. Качанов, А.А. Ильюшин, А.Ю. Ишлинский, А.К. Малмейстер, А.Р. Ржаницын, М.И. Розовский и многие другие.

Нагруженность котлов вагонов-цистерн рассматривалась многими отечественными учёными: В.Н. Котуранов, Г.И. Богомаз, М.М. Болотин, В.Н. Филиппов, М.Н. Овечников., Г.Ф. Чугунов и многие другие.

Несмотря на значительное количество исследований НДС котлов, влияние остаточных деформаций, возникающих при длительном действии гидростатической нагрузки, на поведение котлов железнодорожных цистерн не учитывалось в рассмотренных методах.

На данный момент для определения прочностных характеристик эффективно программное обеспечение (ПО), реализующее алгоритмы метода конечных элементов (МКЭ).

Цели и задачи исследования. Цель работы состоит в разработке методики определения НДС котла с учетом остаточных деформаций и моделирования пробоя оболочки цистерны.

Согласно поставленной цели сформированы следующие задачи:

- разработать модель ползучести;
- разработать методику определения НДС котла на основе созданной модели ползучести;
- сформулировать перечень практических рекомендаций для снижения остаточных деформаций в котле цистерны;
- разработать методику определения объема остающегося жидкого груза в котле цистерны;
- разработать методику моделирования процесса пробоя котла при внедрении чужеродного тела;
- определить рациональные геометрические характеристики броневой пластины, являющейся поверхностью опирания кронштейна;
- для рациональных вариантов формы пластины подобрать ее толщину и толщину котла;
- выполнить расчеты на основе разработанных методик.

Научная новизна. Разработана методика определения остаточных деформаций в котле цистерны. Проведен анализ зависимостей остаточных деформаций котла цистерны от различных факторов. Разработана методика определения объема остающегося жидкого груза в котле цистерны. Разработана методика определения НДС котла при пробое. Осуществлен выбор рациональных параметров и форм очертания броневой пластины, на основе компьютерного моделирования.

Теоретическая и практическая значимость работы. Методики и алгоритмы расчета НДС котла можно использовать при конструировании новых вагонов цистерн. Предлагается перечень технических решений для уменьшения влияния остаточных деформаций на котел. Перечень основан на экспериментах с компьютерной моделью, практическая реализация позволит уменьшить объем остающегося груза при сливе. Результаты моделирования пробоя котла можно использовать при разработке защитных мер от разрушения котла при внедрении чужеродного тела.

Методология и методы исследования. Поставленные задачи в данной работе решены с применением метода конечных элементов в перемещениях. Для учета процесса пластического деформирования в конструкции использована теория пластического течения. Принят критерий пластичности Губера-Мизеса. Для определения параметров кармана использована теория течения ползучести.

Задачи решались в компьютерных средствах моделирования FEMAP и ANSYS с построением конечно-элементных расчетных схем.

Положения, выносимые на защиту:

- расчетные схемы и методики для анализа НДС котла с учетом пластических свойств материала и ползучести;
- математическая модель ползучести материала;
- результаты исследований нагруженности котла вагона-цистерны при пробитии, полученные на основе предложенной методики;
- вариант броневой пластины с рациональной формой и геометрическими параметрами;
- результаты анализа влияния различных факторов на величину остаточных деформаций котла цистерны;
- методика определения объема оставшегося груза в кармане котла при сливе.

Степень достоверности работы обеспечена корректностью постановок задач. Задачи сформулированы и решены на основе общепринятых теоретических положений сопротивления материалов и механики деформируемого твердого тела. Подтверждена применением известных численных методов, реализованных в освидетельствованном ПО FEMAP и ANSYS. Подтверждена совпадением результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация результатов. Основные результаты работы докладывались на заседаниях кафедры «Вагоны и вагонные хозяйства» Российского университета транспорта (РУТ(МИИТ)) в период с 2019 по 2023 г.; на международной научной конференции «Технические и естественные науки» в 2020 году; на международной научной конференции «Наука. Исследования. Практика» в 2020 году; на международной научной конференции «MIP: Engineering-IV-2022: Модернизация,

Инновации, Прогресс: Передовые технологии в материаловедении, машиностроении и автоматизации» в 2022 году; на заседании кафедры «Нетяговый подвижной состав» РУТ (МИИТ) в 2023 году.

Реализация и внедрение результатов работы. Результаты исследований внедрены в учебный процесс Российского университета транспорта в дисциплине «Математическое моделирование вагонов» для студентов направления 23.05.03 Подвижной состав железных дорог. Результаты исследований могут быть использованы в НИИ, конструкторских бюро и других организациях, занимающихся разработкой цистерн для опасных грузов, в части обеспечения безопасности перевозок и экономической эффективности перевозок.

1 ОБЗОР МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

Подбирая методы для определения НДС котлов вагонов-цистерн, предназначенных для перевозки жидких грузов, и постановки задач необходимо рассмотреть конструктивные особенности вагонов-цистерн, методы расчетов аналогичных конструкций, существующие модели и теории механики твердых тел. Исследование напряженно-деформированного состояния котла с учетом нелинейных свойств материала является сложной задачей. Поэтому согласно задачам, поставленным на выполнение исследования по анализу влияния остаточных деформаций на напряженно-деформационное состояние котлов железнодорожных цистерн и на моделирование пробоя котла, необходимо в начальный этап выполнить анализ существующих методологий и теорий.

1.1 Конструктивные особенности котлов железнодорожных цистерн

Перед анализом методик расчетов котлов железнодорожных цистерн и теорий механики деформируемых твердых тел необходимо учесть, что данный подвижной состав является специализированным. В зависимости от рода перевозимого груза техническое исполнение котла отличается [37]. Отличие можно увидеть в вариативности геометрических параметров, в наличии или отсутствии специальных элементов.

Котел является тонкостенной оболочкой вращения. Он имеет два днища и цилиндрическую обечайку. Обечайка котла представляет из себя совокупность царг. Царги состоят из стальных листов, сваренных между собой. Днище имеет конфигурацию торосферического примитива, либо эллипсоида вращения и имеет большую толщину чем обечайка. Для укрепления цилиндрической части котла распространено применение кольцевых шпангоутов [9]. Шпангоуты имеют омегаобразный профиль и могут иметь переменный профиль – в местах

ограничений ширины по габариту мощность профиля можно уменьшить. Шпангоуты могут быть разрезные и цельные. Шпангоуты повышают прочность и жесткость котла.

Котел цистерны имеет крепления, обеспечивающее надежную фиксацию в направлении всех степеней свободы. Боковой узел крепления установлен на шкворневой балке рамы вагона. Ложементная опора в боковом узле может быть образована в виде симметричных лож с деревянными лежнями, располагающимися между котлом и опорой. В случае деревянных лежней для предупреждения перемещения котла в вертикальном направлении котел стягивается хомутами к опорам. Кроме этого, в виде ложементной опоры может выступать лапа, приваренная к котлу. Центральный узел крепления выполнен в виде фасонных лап, которые жестко связаны с котлом сваркой и болтами с рамой вагона.

Для налива груза, осмотра котла изнутри, его очистки и пропарки на верхнюю часть оболочки монтируется люк, который герметично закрывается крышкой. В люк устанавливаются планки для контроля уровня налива и привод сливной арматуры. У люка монтируют патрубок для установки предохранительно-выпускного клапана. Сливной прибор устанавливается на нижнем листе центральной части котла. Слив осуществляется через патрубок, открывающийся воротком привода.

В зависимости от перевозимого груза котлы могут иметь определенные конструктивные особенности. Например, котел может быть в один слой или в два слоя. Больше число приходится на однослойные технические единицы [108]. Меньше приходится на классы цистерн с двухслойными котлами.

Двухслойные котлы делятся на два вида. Первый тип – цистерны с наружной оболочкой, предназначенной для устройства изоляции внутренней оболочки. Например, цистерны для перевозки затвердевающих и высоковязких грузов: битумы, расплавленная сера, пек каменноугольный, капролактан, белый и желтый фосфор и др. В качестве изолятора может использоваться вакуумный слой или слой пенополиуретана, имеющий свойство прочно приклеиваться к металлу во время отверждения.

Второй тип – цистерны с воспринимающей нагрузку наружной оболочкой. Кроме того, наружная оболочка берет на себя роль защиты внутренней. Цистерны используются для перевозки криогенных грузов: природного газа, сжиженных азота, этилена, кислорода, аргона и другие. Для изоляции между оболочками используют вакуумно-порошковый, экранно-вакуумный или высоковакуумный способы [52]. Внутренний сосуд изготавливают из нержавеющей стали, а наружный из углеродистой стали или алюминиевых сплавов. Внутренний котел опирается на внешний через стеклотекстолитовые или металлические опоры и подтягивается подвесами – цепи, тросы, стержни. В криогенной цистерне предусмотрены трубопроводы для ее заполнения, опустошения и сброса газа, испаритель подъема давления, пульт управления, предохранительные устройства.

В некоторых случаях возможно отсутствие симметрии котла. Шпангоуты могут устанавливаться как снаружи, так и изнутри котла. Котел может иметь волнорезы для уменьшения динамических воздействий от жидкого груза. Кроме того, котел может иметь различную толщину листов – в наиболее нагруженных зонах наибольшая толщина.

Отличительной конструктивной особенностью котлов цистерн в одной из поставленных задач в настоящей работе являются дуги безопасности на кронштейнах, приваренных к защитной пластине [118].

1.2 Анализ теоретических источников и исследований по теории упругости

Для формирования уравнений математической модели котла необходимо рассмотреть этапы развития теории упругости. Данный подход позволит создать качественную модель.

Формирование теории упругости, как отдельного раздела механики началось с работ ученых 15 – 18 веков.

Леонардо да Винчи считается первым, кто эмпирически рассмотрел изгиб балки, зафиксированной на концах и нагруженной поперечной силой в середине. В

ходе опыта он смог достоверно установить связи между приложенной силой и прогибом балки.

Родоначальником же раздела сопротивления материалов можно считать Галилео Галилея. Галилей обосновал применение аналитических методов вместо эмпирических. В опытах по растяжениям стержней ученый установил, что разрушающая сила пропорциональна площади поперечного сечения стержня. Таким образом, Галилей неявно определил термин напряжение. Однако он допустил ошибку, считая, что нейтральная линия лежит на внутренней поверхности балки. Кроме этого, ученый сделал ряд открытий, проводя опыты по определению разрушающей силы для консольных балок. В 1633 году было выпущено сочинение Галилея [28], в котором описаны его опыты и заложены основы сопротивления материалов.

Позже Роберт Гук определил старт механики упругих тел. В 1678 году была опубликована работа [158], в которой Гук объяснил закон пропорциональности между нагрузкой и деформацией.

В 1680 году Эдме Мариотт открыл закон пропорциональности независимо от Гука и применил его на изгиб балки. В своих опытах он поместил нулевую линию в середине высоты поперечного сечения, тем самым исправив ошибку Галилея. Однако Мариотт и сам ошибся, посчитав, что положение нейтральной линии не влияет на момент сопротивления балки. Исследования ученый описал в своем сочинении [169].

Данные ошибочные суждения также не учли Пьер Вариньон [199] и Яков Бернулли [137, 138] в своих теориях в 1702 и в 1705 годах соответственно.

Правильное решение задачи о прочности балки при изгибе было получено французским инженером Антуаном Параном в 1713 году [184]. Решение подтверждено академиком Георгом Бернгардом Бильфингером в 1729 году [143], но результаты расчетов Парана и Бильфингера остались не замечены научным сообществом. В 1773 году Шарль Кулон в своих изыскания [150] повторил решение. Но хотя он был авторитетным ученым, ошибки все равно повторялись. В

итоге в 1824 году Навье дал верное решение этой задаче, и оно было принято его современниками.

В 1807 году Томас Юнг опубликовал двухтомник [206], в котором он указал на справедливость закона Гука лишь в начальной стадии действия нагрузки и дал понятие модуля упругости, заметил изменение поперечного сечения стержней при растяжении.

Жозеф Луи Лагранж опубликовал труд «Аналитическая механика» [70]. В этом исследовании применены понятия обобщенных сил и обобщенных координат. С помощью их решались задачи механики, базируясь на концепции предполагаемых перемещений и принципе Даламбера. Кроме того, ученый рассматривал и другие проблемы механики того времени [155, 156]. В то же время Лагранж и Софи Жермен искали решения задач об изгибе пластин и их упругих колебаний.

Моментом возникновения механики деформируемых твердых тел как дисциплины можно считать 1821 год, когда Клод Луи Мари Анри Навье представил в Парижскую академию наук работу «о законах равновесия и движения упругих тел» [176]. В работе приведена молекулярная теория упругого тела и сформулированы уравнения равновесия и движения упругого тела.

Кроме того, в начале 19 века Симеон Дени Пуассон сформулировал общее уравнение равновесия в теории упругости, вывел граничные условия, опираясь на гипотезе о молекулярном строении тел, исследовал изгиб и колебания пластин.

В 1822 году Огюстен Луи Коши представил труд в Парижскую академию наук [144], в котором дал понятия напряжение и деформация, получил три уравнения равновесия элементарного четырехгранника в напряжениях (рассмотрен элементарный объем, идея предложена Эйлером), дал понятия главных осей и главных напряжений, смог доказать закон парности главных напряжений.

Общие уравнения равновесия Коши были впервые успешно использованы для решения рамных задач Габриэлем Ламе и Бенуа Клапейроном. В своем мемуаре 1839 года [164] они решили задачи о кручении бесконечного круглого цилиндра, равновесии полого круглого цилиндра под влиянием внутренних и внешних

давлений, растяжении бесконечной призмы и другие задачи теории упругости. Ученые получили геометрическое представление напряженного состояния в точке в виде эллипсоида напряжений.

Исследования, проведенные Габриэлем Ламе и Бенуа Клапейроном, побудили Барре Сен-Венана развить общую теорию изгиба и кручения призматических стержней, создав принцип, названный в честь него. В итоге механики и инженеры получили эффективный способ решения задач теории упругости. Сен-Венан описал свои изыскания в ряде мемуаров и статей, выпускаемых с 1843 по 1856 года [104, 190].

Русские ученые в основном занимались решением практических задач, чем внесли огромный вклад в развитие науки о прочности тел. В первой половине 19 века вопросами упругости обширно занимался М.В. Остроградский. Он исследовал распространение колебаний в упругих телах [86], что помогло развитию теории упругости. Учениками Остроградского были созданы множество ответственных проектов в строительстве дорог, мостов, виадуков и при решении этих задач разработали множество методов и теорий.

Так, например, Д.И. Журавский, проектируя виадук через реку Веребью, разработал способ расчета решетчатых неразрезных ферм и решал другие сложные технические задачи [43]. А.В. Гадолин, исследовавший стволы артиллерийских орудий, применил для этого теорию Ламе об осесимметричной деформации толстостенной трубы. Х.С. Головин, используя методы теории упругости, решил задачу изгиба кривого бруса [32].

Большой вклад в развитие теории упругости и прочности внес В.Л. Кирпичев. Он улучшил методы по расчетам статически неопределимых конструкций [59], описал ряд новых графических методов вычисления усилий в конструкциях [60], изучал механические свойства материалов [61].

Над теорией изгиба пластин работали И.Г. Бубнов и Б.Г. Галеркин. Независимо друг от друга разработали новый метод интегрирования дифференциальных уравнений.

Важные результаты в своих исследованиях получил П.Ф. Папкович. Он определил, что общую однородную задачу в теории упругости можно свести к подбору четырех гармонических функций [89], отталкиваясь от граничных условий. Подобное решение этой задачи отыскал также Нейбер, сведя решение к поиску трех гармонических функций.

Широкий спектр научных работ по теории упругости имеется у А.Н. Динника. Его труды охватывают множество тематик. Он рассматривал вопросы устойчивости различных сооружений, плит, пластин, задачи теории удара. А.Н. Динник изложил результаты исследований в ряде монографий [38 – 41].

Широко применял теорию упругости в практике Л.С. Лейбензон. Его расчеты имели практическую значимость для развития теории. Л.С. Лейбензон выполнил расчеты безбалочных перекрытий, задачи на устойчивость и изгиб стержней [71].

Г.В. Колосовым предложено использовать функции комплексного переменного для плоских задач теории упругости [64]. В дальнейшем его ученик Н.И. Мухелишвили развил и обобщил этот метод.

Также значение имеют научные труды В.З. Власова по теории тонкостенных стержней и оболочек [25, 26]

1.3 Анализ теоретических источников и исследований по теории пластичности

В настоящей работе при определении прочностных характеристик котла при ударе пробойником, учитываются пластические свойства материала. Для выбора уравнения, которое точно опишет процесс формирования пластических деформаций и легко программируемое в компьютерном комплексе, рассмотрены существующие теории пластичности [75].

В 1773 году Шарль Кулон рассматривая некоторые вопросы технической механики ввел критерий наибольшего касательного напряжения [150], но использовал его как критерий разрушения. Он ошибочно считал, что касательное

напряжение в плоскости под углом 45° к вектору сил равно критическому напряжению, но не половине этого напряжения.

Основоположником теории пластичности считается Анри Треска. В серии экспериментов в 1864 году [197] по деформированию твердых тел, ученый открыл критерий пластичности, который сейчас в теории пластичности называется критерием Треска-Сен-Венана. Джеффри Белл в работе [15] отмечает ряд других открытий Треска, таких как: наблюдение течения тел без изменения объемов, существование области упрочнения и другие.

В 1871 году Сен-Венан опубликовал первую теорию пластического течения [189] для плоской задачи, согласовав ее с критерием Треска. Теория основывается на предположении о совмещенности площадок наибольшего касательного напряжения и скорости деформаций.

В то же время Морис Леви использовал в своей теории определяющие пропорции напряжений к скорости деформаций [165]. Леви так же, как Сен-Венан использовал критерий Треска через инварианты девиатора напряжений. В дальнейшем заметили, что уравнение Сен-Венана следует из уравнения Леви, поэтому трактовка теории Леви рассматривается как обобщение теории Сен-Венана. Но существует мнение [8], что теории различны.

В 1885 году Эудженио Бельтрами посчитал, что за критерий появления пластических деформаций можно взять потенциальную энергию деформаций. Но данное предположение не подтвердилось экспериментально [136].

В 1913 году Рихард фон Мизес предложил критерий пластичности [173], основанный на теории Максимилиана Губера [162] об условии постоянства энергии формоизменения. Это второй основной критерий пластичности на сегодняшний день.

Тот же критерий пластичности в 1924 году независимо от Рихарда Мизеса установил Генрих Генки [29] в созданной им теории малых упругопластических деформаций. В этот же год Людвиг Прандтль сформировал основы теории течения для частного случая плоской деформации, решил теоретически задачу о вдавлении жесткого штампа в жесткопластическое тело.

В 1927 году Людвиг Надаи опубликовал монографию [81] по теории пластичности, ставшей одной из первых в мире, вторая в этом же году выпущена Хенриком Константой Межеевским [172]. Людвиг Надаи проверил опытным путем решения Прандтля о вдавливании штампа в пластическое тело.

С 30-х годов 20 века явление пластичности материалов исследовал широкий ряд видных зарубежных ученых, таких как Вильям Прагер, Филип Ходж, Даниэль Друкер, Родни Хилл. В монографиях [92, 93, 119, 120, 152] ученые описали различные положения теории пластичности.

Среди советских ученых широко распространены работы А.А. Ильюшина, А.А. Гвоздева, В.В. Соколовского, А.Ю. Ишлинского, Л.М. Качанова, Г.А. Смирнова-Аляева, А.Р. Ржаницына, Ю.Н. Работнова и других.

А.А. Ильюшин внес значительный вклад в создание и развитие деформационной теории пластичности [47]. Создал метод упругих решений, основываясь на теории малых упругопластических деформаций [48].

В.В. Соколовский решил множество задач плоского пластического деформированного состояния, такие как, задачи на волочение, сжатие пластических масс, работа штампов и другие. Использовал совершенно новые методы решения задач на пластичность [107].

А.Ю. Ишлинский создал ряд моделей деформирования неупругих систем. Модели применялись для анализа деформирования во времени на этапе установления. В 1944 году А.Ю. Ишлинский решил осесимметричную задачу идеальной пластичности. Решение отлично согласовывалось с данными опыта [51].

В наше время накопилось огромное количество моделей пластичности, главным образом отличающихся набором определяющих соотношений.

1.4 Анализ теоретических источников и исследований по теории ползучести

Для моделирования остаточных деформаций, возникающих при длительном действии нагрузки, рассмотрены существующие теории ползучести [75].

Теория ползучести как самостоятельный раздел механики сформирован сравнительно недавно.

В период 19 и начала 20 веков испытаниям материалов на ползучесть было посвящено множество работ, но данные исследования приобщались в основном к явлению пластичности и заслуга в развитии теории ползучести принадлежит тем ученым, которые создали существующие теории пластичности. Этим можно объяснить схожесть идей и методов теорий.

Данное явление было замечено Навье и Кориолисом. Навье опубликовал в 1826 году работу [175], в которой отражены результаты его испытаний образцов железа, свинца и меди на ползучесть при комнатной температуре. В процессе опыта он не произвел количественных измерений, не обращая внимания на явление ползучести.

В 1830 году Гаспар-Гюстав Кориолис опубликовал результаты своих опытов на ползучесть цилиндров из свинца в работе [149], в которой были приведены кривые ползучести, полученные ученым.

Луи Жозеф Вика, занимаясь проблемами строительства мостов, провел длительное нагружение железных проволок с постоянными нагрузками [200]. Луи Вика получил кривые ползучести, которые показали большие деформации на длительном промежутке времени.

Стоит отметить открытие упругого последействия Вильгельмом Вебером, описанного в работе [203], опубликованной в 1835 году.

В период 20 столетия проводилось множество испытаний на ползучесть. Из них стоит отметить работу физика Эдварда Невилла да Коста Андраде. В своей статье [127], датируемой 1910 годом, он описал опыт по растяжению свинцовых цилиндров при постоянной силе, напряжении и при нагреве образцов до 165 °С. Постоянство напряжения Андраде достигал погружением специальных грузов в жидкость в зависимости от длины стержня. В результате ученый получил совокупность кривых ползучести при следующих условиях: приложенные силы постоянны, напряжения в образце увеличиваются за счет уменьшения площади поперечного сечения. Андраде выявил, что процесс ползучести состоит из двух

типов течения, наложенных друг на друга – первое, проходящее со снижающейся скоростью, а второе с постоянной скоростью.

До половины 20 века экспериментальные исследования ползучести продолжались, но начали формироваться первые математические формулировки зависимостей процесса. Этому поспособствовало создание математического аппарата Людвигом Больцманом и Вито Вольтеррой. Они сформировали наследственные линейные зависимости [94].

Инженеры Ф. Нортон [178] и Р. Бейли [132] определили степенную зависимость скорости деформации ползучести от напряжения. В 1935 году Бейли выпустил труд [133], в которой описал теорию установившейся ползучести при неоднородном напряженном состоянии. Теория основана на гипотезе, что деформация ползучести в плоскости одной главной оси зависима от сдвигов в плоскостях других главных осей.

В работе [181] Фольке Удквист для расчета диска вентилятора на прочность применил теорию установившейся ползучести. В работах [182, 183] изложены расчеты на ползучесть и длительную прочность различных технических деталей.

Для связывания параметров процесса ползучести был предложен ряд теорий. К. Содерберг в 1936 году предложил теорию старения [191], которая определяет отношения между деформацией ползучести, напряжением и временем при постоянной заданной температуре. Теория старения была обобщена Ю.Н. Работновым [99].

Теория течения [151], предложенная К. Дэвенпортом в 1938 году, предполагает наличие зависимости между скоростью деформации ползучести, напряжением и временем при заданной температуре для одноосного напряженного состояния. Данную теорию также использовал в своих работах Л. М. Качанов [58].

Еще одну теорию предложил Пауль Людвик [74] в 1909 году, а позже Арпад Надаи [174] с К. Давенпортом [151] в 40-х годах 20 века. Ее назвали теорией упрочнения. В ней предполагается наличие зависимости между деформацией ползучести, ее скоростью и напряжением при заданной температуре. При этом время входит в уравнение не явно.

В работе [99] Ю.Н. Работнов привел обобщенную теорию структурных параметров, которая связывает скорость деформации ползучести с напряжением и некоторым числом структурных параметров.

В конце 50-х годов 20 века Л.М. Качанов и Ю.Н. Работнов создали кинематическую теорию ползучести взяв за основной структурный параметр накопление разрушения и используя кинематическое уравнение теории структурных параметров. Данная теория послужила фундаментом для развития механики континуальных повреждений или теории накопления повреждений. За рубежом теорию развивали [72] Ф.А. Лекки, Д.Р. Хэйхерст, М. Хржановский, В.А. Трампчинский, Г. Броберг, Дж. Хальт, С. Мураками, Ж. Лемэтр.

Большой вклад в развитие теории упругой наследственности внесли также А.А. Ильюшин, А.Ю. Ишлинский, А.К. Малмейстер, А.Р. Ржаницын, М.И. Розовский.

На данный момент единой теории в области ползучести материалов не имеется, существует множество подходов и теорий.

1.5 Анализ теоретических источников по определению напряженно-деформированного состояния котла вагона-цистерны

В работах [4, 5, 21, 69] приведены исследования напряженно-деформированного состояния котлов цистерн с использованием уравнений теории оболочек и прикладных методологий определений параметров тонкостенных систем. В работах не учтены некоторые виды деформаций, зависящие от условий работы котлов. Кроме того, при определении НДС котла предполагалась жесткая фиксация в плоскости диафрагм цилиндрической части котла, из-за чего в результатах не учтено упругое взаимодействие обечайки и днищ.

Авторами в работах [73, 82, 114, 122] разработаны различные подходы к расчету оболочек, считающимися на данный момент классическими.

В работе [33] обобщены разные подходы. Подробно рассмотрены основное напряженно-деформированное состояние и краевой эффект в оболочках с отличающимися параметрами. В работе дан вывод о необходимости при смешанном характере НДС анализировать его составляющие дискретно и определять методы расчета для каждой конкретной задачи.

Классические методы расчета НДС подходят для гладких оболочек, но присутствие в системе нерегулярностей усложняет процесс расчета.

В работе [21] М.М. Болотин привел решение задачи анализа НДС котла восьмиосной цистерны. На котле определена неровность, по форме представляющая из себя штамповку сливного уклона. Для решения задачи было сформировано уравнение, определяющее правило определения геометрии сливного уклона. Предполагается, что неровность равносильна действию номинальной нагрузки. Эта нагрузка является итогом изменения кривизны на поверхности сливного уклона, которая является причиной появления изгибающих моментов.

Алгоритм расчета поделен на две стадии. Сначала оболочка рассматривается как безмоментная. Согласно теории оболочек С.Н. Кана [55] рассматривается воздействие номинальной нагрузки, создающей добавочные силы, действующие по нормали, и сгибающие моменты.

Порядок расчета котлов вагонов-цистерн, сформированных цилиндрическими листами различной толщины, изложен в работах [24, 65, 66, 124]. В основе алгоритма лежат уравнения теории оболочки. Уравнения имеют вид тригонометрического ряда. Оболочка при этом опирается на жесткие диафрагмы шарнирно. Алгоритм можно запрограммировать на электронной вычислительной машине (ЭВМ). Рассчитываются коэффициенты разрешающей функции, согласно расчетной схеме. Эти коэффициенты связывают основные уравнения с дифференциальными. Цилиндрический сектор котла делится на панели – элементы расчетной схемы. Получаем в итоге переход от дифференциальных уравнений к матрицам жесткости элементов, которые связаны между собой

согласно условию неразрывности связей. Решение канонических уравнений дает неизвестные перемещения, далее находят напряженные состояния в оболочках.

В.П. Медведевым проведен расчет НДС котла, днища котла смоделированы с упругими свойствами [78]. Геометрическая модель днищ создана поворотом на 360 градусов криволинейного меридиана. Между показателями первой квадратичной формы срединной поверхности и меридиональной координатой имеется зависимость, определенная в изометрической системе координат. Расчет базируется на тригонометрических рядах. При решении формировались дифференциальные уравнения линейной теории оболочек. В качестве основных функций приняты кинематические и статические параметры. Данные параметры образуют смешанный вектор функции. Для расчета продольная, сдвигающая силы и изгибающий момент представлены через производные продольных перемещений, тангенциального перемещения, угла поворота и выражают отношение угла к радиальному перемещению, далее сформированы четыре уравнения. Кроме этого, составлены еще уравнения равновесия с исключенной поперечной силой. В итоге автор вывел ассамблею дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. Методика запрограммирована в ЭВМ на алгоритме, основанном на численном методе Эйлера-Коши. Кроме того, В.П. Медведев описал решение задачи об оценке прочности подбора наилучшей формы днищ. Конструктивно днище было составлено из поясков оболочек вращения с определенным профилем меридиана. Критерием оптимального подбора формы автор принял приведенные затраты.

Разработаны различные способы расчета подкрепленных оболочек [11, 12, 44, 49, 50, 53, 54, 102, 157]. При реализации способов предполагается, что кольцо, используемое для усиления, не изгибается в своей плоскости и узлы перемещаются на равную величину. Главный вектор перемещения узла складывается из поступательных перемещений жесткого шпангоута и перемещений, возникших при изменении формы кольца. Перемещения шпангоута соответствуют сдвигу обшивки – найденному по приближенному решению. Дополнительные перемещения означают сдвиг от

самоуравновешенных дополнительных касательных сил. Задача при этом является статически неопределимой, решая которую можно отыскать суммарные напряжения. Найденные напряжения состоят из двух компонент. Первая составляющая – это напряжение, возникающее в тонкостенной балке, аппроксимирующей оболочку. Вторая составляющая получается от дополнительных самоуравновешенных касательных сил. Согласно условию совместности введен переменный (вдоль образующих и по дуге сечения) изгибающий момент на площадках продольной ориентации. В итоге возникают депланация поперечных сечений, дополнительные осевые силы.

В работах [54, 102, 157] описана методика анализа НДС усиленных оболочек при действии локальных нагрузок, приложенных к шпангоуту. Шпангоут представлен в виде замкнутой кольцевой рамой (может также представлен в виде рамы, защитой диафрагмой). Статическая неопределенность раскрывается классическими методами. Решение, в итоге, осуществляется интегрированием дифференциального уравнения упругой кольцевой линии по радиальному перемещению.

Расчеты длинномерных оболочек, подкрепленных кольцами и нагруженных внутренним давлением, приведены в работах [44, 50, 73, 114]. В работах проводится моделирование перемещения оболочки по радиусу по безмоментной теории (контактные силы между шпангоутом и цилиндрической частью не учтены), далее, допуская упругость шпангоута или его абсолютную жесткость, определяют реакции и внутренние силы.

В работах [6, 7] рассмотрено влияние геометрических нерегулярностей на НДС котлов цистерн.

Расчет оболочек котлов с кольцевыми шпангоутами, используя классические методы строительной механики, предоставил автор работы [124]. В работе используется схема с шарнирным опиранием на жесткие диафрагмы. Котел аппроксимируется цилиндрическими секторами и кольцевыми элементами, что аналогично сути метода конечных элементов. Матрицы жесткости, податливости и матрицы смешанного типа генерируются согласно полубезмоментной теории

оболочек. Кроме того, генерируются матрицы для шпангоута. Разрешающая система уравнений формируется при объединении созданных конечных элементов (КЭ). Система уравнений выражает условие равновесия объединенных узлов или условие неразрывности деформаций, также их комбинацию. Решение проводится в одинарных тригонометрических рядах.

В работе [1] приведена методика анализа НДС котла, укрепленного шпангоутом, с волнорезами в плоскости колец. Перемычки упрощаются недеформируемыми стержнями. Действие стержней в котле моделируется в виде неизвестных горизонтальных сил. Задача решается методом сил. Грузовые коэффициенты определяются без волнорезов. Совокупность уравнений, состоящая из уравнений совместности деформаций, разрешается относительно неизвестных сил. НДС котла с волнорезами найдено суммированием НДС без учета волнорезов с НДС от действия сил, аппроксимирующих действие волнорезов.

В работе [68] приведено обобщение расчетов котлов железнодорожных цистерн в статической и динамической постановке. В работе приведен анализ известных на тот момент методов определения НДС оболочек и даны рекомендации по применению этих методов для различных вариантов, отличающихся конструктивными особенностями и видами приложенной нагрузки. Эти рекомендации ускорили внедрение в эксплуатацию большегрузных цистерн. Расчетным путем были получены обширные данные о НДС конструкций, позволяющие корректно реализовать инженерные решения. Теоретические результаты совпадают с экспериментальными данными. На базе этой работы осуществлялось дальнейшее совершенствование методик.

В работе [3] рассчитан котел большегрузной цистерны для Байкало-Амурской магистрали (БАМ). У котла имеется конструктивная особенность: сливной лист, монтируемый внутри котла. Расчет алгоритмизирован по принципу МКЭ в форме метода сил. Вначале оболочка аппроксимируется тонкостенной балкой с жестким очертанием поперечного сечения. Искомые напряжения складываются из двух составляющих: первая составляющая определяется по каноничным законам сопротивления материалов. Вторая

составляющая вычисляется на статически неопределимых расчетных схемах с самоуравновешенными внутренними силами, которые возникают из-за деформации сечения котла. Оболочку аппроксимируют секторами конечной длины с кольцами шпангоутов, что позволяет уменьшить степень статической неопределенности. Кольца моделируются в стыковых зонах отсеков. Из половины продольных сечений смежных отсеков образованы поперечные сечения стыков. Если же стык усилен, то стык образован из половины сечений отсеков и сечений шпангоутов. В плоскости кольца непосредственно учтен изгиб. Нормальное самоуравновешенное усилие взято за основное неизвестное, через него выражают остальные силовые и моментные компоненты. Матрицу податливости образуют через минимизацию потенциальной энергии расчетной системы с учетом деформации отсеков и колец шпангоутов, особенностей действия радиальных нагрузок на своих перемещениях. Сливной лист в пределах отсека не имеет уклона и контактная зона листа и оболочки параллельна продольной образующей, переход сливного листа через отсеки происходит ступенчато. Далее сливной лист заменен эквивалентным стержнем, потом реализуется типичная задача метода сил.

В работе [67] приведен анализ НДС котла цистерны с восемью осями, предназначенной для транспортировки грузов порошкообразного типа. Котел имеет усиление в виде стержневой системы во внутреннем объеме котла. Цилиндрические сектора и двухконтурные кольцевые рамы являются составляющими конструкции котла. Внешнее сечение кольцевой рамы состоит из жестких шпангоутов, внутренний контур состоит из трапецеидальной стержневой рамы. Деформация изгиба учтена у шпангоута, деформация растяжения-сжатия и изгиба у внутренней рамы. Оболочка котла принята полубезмоментной, деформации растяжения и сдвиг в окружном направлении отсутствуют. При составлении матрицы податливости двухконтурной рамы оценивается эффект от внутренних элементов. Степень статической неопределенности этой рамы понизили разрезом горизонтального внутреннего стержня в средней части и приложением в разрезе неизвестных сил. После расчет шел по типовой схеме метода сил.

В работе [87] автор предложил метод расчета сосуда с внутренним давлением, усиленного накладкой. Толщина накладки равна толщине стенки сосуда. В методе накладка абстрактно отделяется от сосуда и аппроксимируется неизвестными силами. Определяется НДС методом сил тонкостенной накладки и цилиндрической оболочки при нагружении единичными силами. В результате получили неизвестные силы взаимодействия, решая каноничную систему уравнений. В результирующие напряжения также входят напряжения, найденные расчетом оболочки при нагружении силами, возникающими при эксплуатации, и внутренним давлением.

В работе [84] для расчета НДС котла вагона функции форм перемещений подобраны в виде двойных тригонометрических рядов. Котел рассмотрен как цилиндрическая оболочка, зафиксированная по краям на шарнирах. Разрешающие уравнения сформированы согласно моментной теории оболочек.

Расчет оболочки с произвольным меридианом приведен в работе [123]. Решение осуществлялось на основе уравнений теории оболочек с учетом конечной сдвиговой жесткости. Анализ проведен по алгоритмам МКЭ. Секция оболочки в форме усеченного конуса принята в качестве КЭ. Для секции сгенерирована матрица жёсткости десятого порядка. Для матрицы жесткости представлен способ понижения ее порядка.

И.В. Бруякин использовал в работе [22] вариационно-разностный способ расчета котла от влияния внутреннего давления. Автор разбил модель котла на конечные элементы криволинейной конфигурации. Для сглаживания разницы форм конструктивных нерегулярностей предложены эмпирические формулы, которые определяют напряжения от внутреннего давления в этих зонах.

В работе [16] С.В. Беспалько совместил вариационный метод с МКЭ для определения НДС котла. Конечные элементы представляют из себя усеченные конусы. Перемещения узлов заданы рядами Фурье по окружной координате, перемещения вдоль образующей полиномами от координат.

Вариант разбиения модели котла восьмиосной цистерны стержневыми конечными элементами приведен в работе [23]. Разбиение котла кольцевыми

панелями можно наблюдать в работе [2], цилиндрическими отсеками в работах [13, 123, 124]. Но данные методики не могут использоваться для расчета большого ряда задач.

В работах [62, 63] предложен метод расчета НДС котлов в цилиндрической части. В данном подходе было использована полубезмоментная теория оболочек без необходимости дифференцирования нагрузок. Составлена система уравнений равновесий элемента оболочки.

В работах [44, 50, 73, 114] расчет подкрепленных оболочек основан на вариационных методах строительной механики, базирующихся на возможности получения исходных дифференциальных уравнений из минимизации потенциальной энергии деформации. Также было показано, что в решении, где соблюдено условие минимума потенциальной энергии, возможно и можно избежать затруднений с математическими вычислениями, в связи со сложным интегрированием дифференциальных уравнений.

В работах [6, 7] описаны исследования НДС котла в зонах увода кромок сварных швов обечайки. В работах авторы предложили метод определения напряжений в сосудах, имеющих нарушение формы.

В работе [19] описано влияние гидроудара на НДС котла. Автором предложены рациональные параметры днища.

В наше время для расчета сложных конструкций, таких как вагон-цистерны, инженеры в основном используют коммерческое программное обеспечение, реализующие в своих алгоритмах МКЭ [20, 63, 88, 95 – 98, 125, 126].

1.6 Анализ теоретических источников по пробую оболочек

В данной работе рассматривается разрушение котла цистерны от удара чужеродным объектом. В рассмотренной литературе существует множество работ, посвященных теории удара и пробиванию пластин и оболочек. В сфере

вагоностроения данные проблемы исследованы недостаточно полно. Более всего интерес представляет поведения материала при ударных нагрузках.

Испытания и исследования образцов на удар началось более века назад. Так Джон Гопкинсон [160] проводил испытания железной проволоки на удар. Ученый зафиксировал возможность проволоки выдержать мгновенное напряжение, которое больше статического предела прочности и предела упругости в 2 раза.

В работах [146, 153, 159] приведено дальнейшее развитие тем, связанных с изучением различий статических и динамических свойств металлов. В работе [146] описано испытание на растягивающий удар с применением ротационной машины. Результаты испытаний показывают, что на предел текучести и предел прочности сильно влияет скорость деформаций.

В некоторых исследованиях рассматривалось явления запаздывания пластических деформаций. В работе [205] была приведена эмпирическая формула зависимости периода запаздывания от напряжения и температуры для малоуглеродистой стали. Согласно формуле, период запаздывания растет с увеличением напряжения и температуры. В работе [202] принята попытка объяснить запаздывания, связанные с дислокациями в кристаллической решетке металла.

В работе [201] авторы исследовали процесс распространения деформации в стержне при ударе. По результатам исследования предложена модель зависимости скорости распространения деформаций от наклона диаграммы напряжения-деформации.

В работе [101] приведено обобщение результатов экспериментов по изучению свойств материалов при ударных нагрузках. Авторами делается заключение, что данная проблема теоретически изучена недостаточно.

В работах [166, 167] Н. Леви и У. Голдсмит обобщили исследования по этой тематике. Авторы теоретически и эмпирически рассматривают нормальный удар и разрушение тонких пластин из мягкоуглеродистой стали и алюминиевых сплавов, рассматривают различные формы пробойников. Точно описан процесс проникания в образец и его разрушение. По результатам опытов сформированы временные

кривые силы и центрального прогиба пластины – графики позволяют достаточно точно и легко найти предельно допустимые значения параметров, основываясь или на прочности материала или на его предельной деформации. Исследованы процессы по обе стороны баллистического предела. Под баллистическим пределом авторы принимают величину импульса, действующего на пластину, при котором начинается разрушение материала. Физика процесса базируется на кусочно-параметрической системе, которая включает в себя модель движущегося элемента мишени-пластины в виде эквивалентной массы. Перемещению мишени препятствуют силы, которые пропорциональны ее скорости. Наблюдается малая погрешность между теоретическими и эмпирическими результатами, в особенности в процессах ниже баллистического предела.

В 40-х годах 20 века в военном морском центре с помощью оптического хронографа был проведен ряд опытов по измерению сил при ударе и внедрении ударника. Это дало начало для нового этапа исследований, таких как [185]. Но у данного подхода были недостатки: пониженная точность результатов, из-за двойного дифференцирования графика перемещений, полученных наблюдением, и косвенного способа получения графиков сил.

Лучший метод формирования графиков сил (силы-время) с хорошей точностью был предложен Дж.М. Краффттом. В работе [163] ученый произвел непосредственное измерение силы в процессе пробоя с помощью трубы давления Гопкинсона, которая была установлена за мишенью.

В работе [139] автор использовал в своих исследованиях принцип обратной баллистики: разрушаемую ударом пластину выстреливали на зафиксированный ударник с обтекаемым наконечником, на который установлены резисторные деформационные датчики. Недостатком методов в работах [139] и [163] можно назвать небольшой размер разрушаемой пластины, около 1,9 см. Кроме того, недостатком обратной баллистики можно считать то, что такой метод не до конца моделирует реальную ситуацию, так как сила инерции в системе отличаются от сил инерции при прямом ударе. Среди преимуществ можно выделить доступность прямого получения сил при пробитии.

В работах [129, 196, 204] приведены результаты динамических испытаний, в ходе которых получали силы при пробитии пластин, применяя методики, описанные выше.

В работах [145, 192, 193] описаны динамические расчеты удара пробойника в круглую пластину. Расчет ведется с условием, что деформации являются упругими.

Кроме опытов, также проводилось множество теоретических исследований по нахождению сил, появляющихся при ударе. Точные результаты показала формулировка силы при ударе в виде полинома второй степени от скорости ударника. Коэффициенты при членах полинома учитывают статическую жесткость материала, силы инерции и силы трения.

Методика анализа НДС плит при ударе с высокой скоростью ударника, оснащенного наконечниками различной формы, описана в работе [36]. Задача решена численным методом и методом маркеров, основываясь на схеме Лакса-Вендроффа. Расчетная модель сформирована в виде упругопластической модели сплошной среды. Первый инвариант тензора напряжений представлен в виде функции внутренней энергии и плотности. В результате исследования была дана характеристика течения удара, описано влияние формы наконечника на прочностные характеристики.

В работе [80] приведено решение двумерной динамической задачи внедрения цилиндрического ударника в плиту на скоростях до 2 км/с. Материал задан упругопластическим.

Стоит отметить непригодность методик, описанных в работах [36] и [80], для исследования процессов, возникающих при пробое котла цистерны. Так как толщины плит значительно превышают толщины оболочек котлов.

Использование классических подходов решения задач на колебания оболочек, использованных в работах [17, 113], не дает возможности рассмотреть процесс до разрушения объекта, кроме того, не предоставляют хорошей точности.

В механике вагонов можно отметить работу [105]. В ней автор предложил методику моделирования колебаний при ударных воздействиях между

автосцепкой и днищем котла. В работе [154] описаны испытания цистерн с защитным листом на удар автосцепкой смежного вагона.

1.7 Анализ теоретических источников по методу конечных элементов

В начале 20 века растущая размерность задач замедлила развитие анализа конструкций из-за отсутствия эффективных способов решения систем уравнений и отсутствия ЭВМ. Данная проблема мотивировала ученых создавать новые методы численного решения. Идея МКЭ включает в себя минимализацию функционала энергии, разбиение исследуемого объекта на совокупность элементов, имеющих общие узлы, и аппроксимация непрерывных функций, описывающих объект, кусочно-непрерывными функциями, определенных на конечных элементах.

Разработке МКЭ предшествовали работы математиков и инженеров по поиску способов решения алгебраических уравнений с большим числом неизвестных.

Так Г. Маркус в работах [77, 168] дал методику, которая стала основой для способа перехода от дифференциальных уравнений к конечно-разностным уравнениям.

В 1932 году Харди Кросс дал метод моментных распределений, который сделал возможным исследовать конструкции в более сложных задачах, чем прежде.

1941 год можно считать датой создания метода конечных элементов. А.П. Хренников в работе [161] описал метод, который моделирует двухмерные упругие конструкции как систему каркасов. Позже, в 1943 году, Р. Курант опубликовал труд на схожую тему, но с другим решением.

О. Зинкевич объединил решения А.П. Хренникоффа и Р. Куранта, а также придал методу принятую математическую форму.

Также стоит отметить работы И. Аргириса, в которых была использована матричная форма записи уравнений. Он первый, кто реализовал МКЭ на электронно-вычислительной машине.

Д. Мак-Генри [170] и Н. Ньюмарк [177] также принимали попытки дифференциации сплошной среды балочными и стержневыми элементами.

В 60-х годах 20 века М. Тернером [198], И. Аргирисом [130, 131], Р. Клафом [147, 148] предложены грубые описания сплошной упругой среды через отдельные элементы, соединенных в узлах. Также Р. Клаф в работе [148] ввел термин конечный элемент.

В конце 20 века, благодаря огромному скачку в развитии ЭВМ и возможности удобного программирования метода, метод конечных элементов значительно укрепил свой статус эффективного и быстрого способа решения сложных задач и получил полное математическое обоснование у Дж. Одена [179, 180].

Различные подходы [46] к реализации МКЭ представлены в работах Ф. Бреззи [140 – 142], А. Поцески [186 – 188], К. Ю. Бате [134, 135], М. Секуловича [103], А. В. Перельмутера [90], Л. А. Оганесяна [85].

Общий алгоритм решения задачи МКЭ [18]:

- идеализация объекта (дискретизация);
- подбор интерполирующих функций конечных элементов;
- формирование матрицы жесткости;
- составление системы алгебраических уравнений, учет граничных условий и решение системы.

На первом шаге исследуемый объект разбивается на совокупность конечных элементов, соединенных между собой в узлах. Тип и формы конечных элементов в системе могут отличаться – двумерные КЭ, объемные КЭ, сосредоточенная масса, спринг КЭ, контактные КЭ и другие. Выбор конечных элементов осуществляется на основании сложности физики исследуемого процесса, логических соображений и опыта исследователя. Современные системы автоматизированного машиностроения (САЕ) предоставляют автоматический и точный инструментарий по генерации КЭ и присваиванию номеров узлам. Корректное формирование конечно-элементной сетки обеспечивает сходимость решения с точным и уменьшает объем вычислений. Влияние качества конечно-элементной сетки описано в работах [18, 56, 115, 121].

Второй шаг подразумевает составление функций, связывающих параметры в произвольных точках конечных элементов с параметрами узла. В качестве параметров могут выступать перемещения узла (форма метода перемещений), усилие в узле (форма метода сил) или смешанная форма [27, 30, 31, 57], где в качестве параметров используются как силы в узле, так и узловые перемещения. Интерполирующими функциями выражают составляющие вектора выбранного параметра во внутренних точках КЭ. Далее определяются параметры в узлах из условия равновесия в узлах или совместности перемещений узловых точек.

Обычно в расчетных практиках используют МКЭ в перемещениях. Интерполирующие функции принимают в виде степенного полинома, обеспечивающие выполнение условия неразрывности перемещений и их производных на границах КЭ. Если условие выполняется, то КЭ являются совместными, в противном случае – несовместными. При этом в расчете используются и совместные и несовместные КЭ. Данный фактор влияет на сходимость результатов. Современные САЕ-системы автоматически проверяют правильность конечных элементов и не позволяют пользователю производить расчет с не корректными конечными элементами.

На третьем шаге необходимо сформировать матрицу жесткости, которая определяет связь между узловыми перемещениями и силами в узлах КЭ. На четвертом шаге, используя интерполирующие полиномы и матрицу жесткости, формируют систему линейных или нелинейных алгебраических уравнений. Система уравнений решается стандартными методами или программными комплексами. Решение системы уравнений дает неизвестные узловые перемещения. Деформации и напряжения определяются по соотношениям теории упругости.

Преимущества метода конечных элементов:

- возможность комбинирования различных типов конечных элементов;
- возможность расчета моделей со сложной геометрической формой;
- приближенные значения неизвестных величин можно рассчитать в любой точке исследуемой системы;

- возможен расчет конструкций, элементы которых имеют разный материал и различные параметры конечных элементов;
- метод позволяет создавать неравномерную конечно-элементную сетку.

1.8 Обзор программного обеспечения, реализующего метод конечных элементов

Благодаря типизируемым алгоритмам МКЭ широко распространен в САЕ-системах, таких как NASTRAN, ANSYS и другие. Они являются компьютерными программами, реализующие МКЭ, но имеющие отличающиеся алгоритмы.

1.8.1 Программный комплекс FEMAP with NASTRAN

Рассматривая FEMAP, необходимо указать, что программа написана на базе NASTRAN, а сам FEMAP представляет собой гибкий и многофункциональный постпрепроцессор.

В 1964 году Национальное управление по аэронавтике и исследованию космического пространства (NASA) провела проверку программ исследования динамики, в ходе которой было выявлено, что исследовательские отделы независимо друг от друга разрабатывали и использовали ПО, решающие узкоспециализированные задачи. В итоге комитет NASA определили потребность в едином универсальном пакете ПО. Стивен Бернс, Джеральд Сэндлер и Джо Мул разработали архитектуру будущей программы. Для запуска проекта NASA заключила контракт с Computer Sciences Corporation (CSC) и MacNeal-Schwendler Corporation (MSC) на разработку ПО. Рабочим названием разрабатываемого ПО Выбрали GPSA (General Purpose Structural Analysis). Позже NASA одобрила финальное название ПО, образованной от Nasa STRucture ANalysis. Система была запущена в NASA в 1968 году.

MSC в 1971 году выпустила в продажу коммерческую версию MSC.NASTRAN. Коммерческое использование продукта помогло распространить его в инженерных кругах. С помощью NASTRAN было сэкономлено около 700 миллионов долларов, за счет проведения в ПО анализа поведения различных систем и проектирования конструкций в многих инженерных сферах: автомобильное машиностроение, авиа- и космостроение, проектирование железнодорожных путей, мостов, вагоностроение и др.

В ходе судебных разбирательств антимонопольных дел компания MSC в 2002 году продала копию кода «движка» UGS Corporation. UGS в 2004 году также приобрела программный пакет FEMAP у Electronic Data Systems, но объединить возможности обоих пакетов не смогла. В итоге Siemens выкупила NASTRAN и FEMAP в 2007 году, сформировав новую компанию Siemens PLM Software и начав разработку ПО, известного теперь как FEMAP with NX NASTRAN.

FEMAP with NX NASTRAN предлагает широкий выбор решателей для реализации задач любого уровня:

- статический анализ (решатель (SOL) 101);
- анализ собственных значений и модальный анализ (SOL 103);
- анализ на частотный, гармонический, спектральный и случайный отклик (SOL 108, 109, 111, 112);
- анализ конструкций на устойчивость (SOL 105);
- статический нелинейный решатель (SOL 106);
- нелинейный анализ переходных процессов (SOL 129);
- расширенный нелинейный неявный решатель (SOL 601);
- расширенный нелинейный явный решатель (SOL 702) и другие.

Особенности FEMAP:

- является «тяжелой» CAE-системой с широкими возможностями;
- считается одним из лучших программных комплексов для решения инженерных задач;
- наличие расширенных видов анализа, дающие инструментарий для гибкой настройки решателя и описания сложной физики процесса;

- широкий инструментарий по определению нагружения системы;
- эффективный и удобный постпроцессор;
- простые и эффективные инструменты для создания сетки высокого качества;
- наличие крупного сообщества и поддержки в освоении программы;
- есть своя среда разработки трехмерных моделей;
- отсутствует ученическая версия;
- в справочных данных мало примеров;
- редактор трехмерной графики проигрывает специализированным системам автоматизированного проектирования (CAD).

Стоит отметить, что Siemens не единственная компания, поддерживающая CAE-систему на базе NASTRAN.

1.8.2 Программный комплекс ANSYS

Идея реализовать МКЭ в ПО ANSYS принадлежит Джону Свонсону, но компания Westinghouse (астрономическая лаборатория), в которой он работал, отказала в разработке. В итоге Свонсон уволился из компании в 1969 году для самостоятельной разработки ПО. В 1970 году он основал собственную компанию Swanson Analysis Systems Inc. (SASI) в Питтсбурге.

Джон Свонсон создал приложение Mechanical APDL, которое является одновременно расчетным ядром и проприетарным языком программирования. Коммерческая версия ПО появилась в 1971 году. Mechanical APDL быстро набрало популярность среди инженеров, благодаря огромному потенциалу автоматизации, что вызвало скорое развитие продукта. Стоит отметить, что ПО работало на перфокартах, как и многие другие продукты того времени.

В 1975 году Джон Свонсон запрограммировал в ПО нелинейные и термоэлектрические элементы. В 1979 году Mechanical APDL была интегрирована на VAXstation, которая имела командную строку.

В 80-е годы в связи с выпуском Apple II, Mechanical APDL перенесли на графический интерфейс. В дальнейшем компания скупала технические решения других компаний и интегрировала в свой пакет. Самые значимые из них: Centric Engineering System в 1999 году, Cadoe в 2001 году, CFX в 2003 году, Fluent в 2006 году, SpaceClaim в 2014 году, 3DSIM в 2017 году и др.

В 1993 году Джон Свонсон продал свою долю компании и вскоре ее переименовали в ANSYS, как и само ПО.

В 2000-х годах произошел резкий скачок развития информационных технологий (ИТ), разработчики ПО переходили на новые языки программирования и концепции разработки, таких как: создание единой платформы и наличие дружелюбного и привлекательного интерфейса. В итоге ANSYS создала платформу ANSYS Workbench. Апгрейд позволил упростить моделирование физических процессов, централизовав все возможности программы в одном рабочем поле. Данный подход добавил интуитивный интерфейс и понравившийся новому поколению инженеров инструментарий. Тем не менее решателем также остался Mechanical APDL.

В наше время разработчики ANSYS ежегодно обновляют ПО, добавляя новые инструменты и расширяя возможности комплекса.

ANSYS имеет внушительное количество модулей для решения задач любой сложности:

- ANSYS Mechanical – основной модуль, используемый для решения широкого спектра задач;
- ANSYS Explicit Dynamics – модуль явной динамики, позволяющий решать основные задачи явной динамики и быстропротекающих процессов;
- ANSYS Autodyn – мощный модуль явного динамического решателя (более расширенный чем Explicit Dynamics), используется для моделирования нелинейной динамики твердых тел, жидкостей, газов;
- ANSYS CFX – модуль для решения задач динамики жидкостей и газов;
- ANSYS Transient Structural – анализ переходных процессов на движке Mechanical APDL и другие.

Особенности ANSYS:

- большое количество модулей для решения любых инженерных и научных задач;
- написан на проприетарном параметрическом языке программирования ANSYS (ADPL);
- интуитивно понятный интерфейс Ansys Workbench, позволяющий начать работать в программе новичкам без обучения;
- полнообъемные справочные данные и многочисленное сообщество по ANSYS;
- есть бесплатный обучающий материал;
- малофункциональный графический редактор.

1.8.3 Программный комплекс ABAQUS

Универсальная CAE система общего назначения. Используется в широком спектре сфер деятельности: автомобилестроение, авиастроение, оборонная промышленность, электроника, металлургия и другие.

ABAQUS был выпущен в 1978 году для компании Westinghouse, коммерческого распространения не было. Релиз программы на пользовательский рынок был осуществлен Массачусетским технологическим институтом в 1992 году.

Программный комплекс ABAQUS имеет следующие модули:

- ABAQUS/Standard - конечно-элементный анализ с неявным динамическим решателем;
- ABAQUS/Explicit – анализ нелинейных переходных процессов с явным динамическим решателем;
- ABAQUS/CAE – графическая оболочка программы;
- ABAQUS/Design – анализ чувствительности к изменению параметров системы и оптимизация конструкций;

- ABAQUS/Safe – анализ усталостной прочности.

Особенности ABAQUS:

- имеет мощный постпрепроцессор;
- наличие ученической версии с функционалом полного пакета программы;
- считается лучшей CAE-системой для моделирования нелинейной физики;
- ПО сложно в освоении;
- слаборазвитое сообщество пользователей;

1.8.4 Программный комплекс T-FLEX

Российская система автоматизированного проектирования (САПР), выпущенная в 1992 году. До 2002 T-FLEX выпускался как САД система без возможности осуществления решения инженерных задач методом конечных элементов. Позже разработчики интегрировали в T-FLEX аппарат для инженерного анализа, расширив область применения программного комплекса. На сегодняшний день программа развивается и представляет из себя внушительный пакет для проектирования инженерной документации, создания трехмерных моделей и позволяющее производить расчеты на основе созданной геометрии. Имеются следующие возможности и недостатки аппарата T-FLEX анализ.

В аппарат T-FLEX входят следующие модули:

- модуль статического анализа – позволяет решать задачи на определение напряженно-деформированного состояния объекта, проводить анализ устойчивости конструкций, решать задачи на усталостную прочность;
- динамический модуль – позволяет реализовывать задачи на поиск собственных частот и вынужденных колебаний, определять напряженно-деформированное состояние в динамической постановке;
- модуль теплового анализа – анализ тепловых установившихся процессов, анализ тепловых нестационарных процессов.

Особенности T-FLEX:

- низкий уровень САЕ-системы;
- мало сторонних модулей, расширяющих возможности САЕ-системы;
- частое возникновение критических ошибок при решении;
- обширная, но плохо проработанная справка;
- слаборазвитая поддержка пользователей.

1.9 Выводы по разделу 1

1 Анализ теоретических источников по теории пластичности показал, что для моделирования пластической деформации в задаче внедрения чужеродного тела в лист котла цистерны целесообразно принять теорию пластического течения с мерой упрочнения в виде работы пластической деформации.

2 Анализ теоретических источников по теории ползучести выявил, что для моделирования остаточных деформаций рационально принять теорию течения ползучести.

3 Анализ численных методов решения сложных систем уравнений показал, что наше время наиболее эффективный и универсальный из вычислительных методов считается метод конечных элементов. Для расчетов целесообразно принять программные комплексы FEMAP и ANSYS, реализующие МКЭ. Оба продукта обладают достаточным набором модулей для решения любых научных и инженерных задач, удобными и простыми интерфейсами, средствами для эффективного создания качественной конечно-элементной сетки.

4 Анализ методик определения НДС котла цистерны выявил, что вопросы, связанные с влиянием остаточных деформаций котла на его НДС, в рассмотренной литературе изучены недостаточно полно.

5 Анализ конструктивных особенностей котлов цистерн показал, что принятые в наше время решения по локальному укреплению места приварки дуг безопасности не имеют достаточного теоретического обоснования.

2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОБОЯ КОТЛА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ

Из результатов исследования статистических данных об инцидентах [42], связанных с аварийными ситуациями, следует, что при опрокидывании вагона-цистерны есть вероятность пробоя котла в зонах крепления дуг безопасности. Однако исследований, направленных на определение условий пробоя в зоне контакта дуг и котла, в области вагоностроения в достаточной мере не проведено.

Стоит отметить важность данной проблемы, так как пробой котла при опрокидывании неминуемо приводит к выбросу опасных веществ в окружающую среду, что в свою очередь, при отсутствии оперативной работы по устранению, приведет к чрезвычайной ситуации.

Цель моделирования – определение напряжений и деформаций в котле железнодорожной цистерны и кинематических характеристик системы оболочка-пробойник при ударном воздействии на котел.

Моделирование нагруженности котла от удара пробойником включает в себя:

- формирование математической модели на основе теории упругости и теории пластичности;
- формирование конечно-элементной схемы котла вагона-цистерны и броневой пластины;
- кинематический расчет для определения скорости удара;
- осуществление серии расчетов для определения НДС котла.

Исследование по подбору рациональных геометрических характеристик броневой пластины, логично провести в несколько этапов:

- решить задачу по определению скорости удара;
- решить задачу по определению рациональной формы броневой пластины и его расположения на котле цистерны;
- для рациональных вариантов формы броневой пластины подобрать ее толщину и толщину стенок котла;

- провести оценку НДС котла вариантов с рациональной формой броневой пластины и толщинами при ударе для получения качественной картины процесса, варьируя массой пробойника и скоростью удара.

Расчет проводится в САЕ-системе FEMAP with NASTRAN.

2.1 Исходные уравнения теории упругости

Из курса сопротивления материалов [76, 100] известно, что напряженное состояние в точке внутри твердого деформируемого тела описывается девятью компонентами напряжения, которые составляют тензор напряжений:

$$T_{\sigma} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}, \quad (2.1)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – нормальные напряжения на трех взаимно перпендикулярных площадках, проходящих через точку тела;

$\tau_{xy}, \tau_{yx}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$ – касательные напряжения на трех взаимно перпендикулярных площадках, проходящих через точку тела.

Вид тензор напряжений (2.1) в качестве суммы шарового тензора, характеризующего изменение объема, и девиатора напряжений, характеризующего изменение формы тела:

$$T_{\sigma_0} = \begin{bmatrix} \sigma_0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_0 \end{bmatrix}, \quad (2.2)$$

где T_{σ_0} – шаровой тензор напряжений;

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}. \quad (2.3)$$

$$D_{\sigma} = \begin{bmatrix} S_x & S_{xy} & S_{xz} \\ S_{yx} & S_y & S_{yz} \\ S_{zx} & S_{zy} & S_z \end{bmatrix}, \quad (2.4)$$

где D_{σ} – девиатор напряжения;

$$\left. \begin{aligned} S_x &= \sigma_x - \sigma_0, \\ S_y &= \sigma_y - \sigma_0, \\ S_z &= \sigma_z - \sigma_0, \\ S_{xy} &= \tau_{xy}, \\ S_{yz} &= \tau_{yz}, \\ S_{xz} &= \tau_{xz}, \\ S_{yx} &= \tau_{yx}, \\ S_{zy} &= \tau_{zy}, \\ S_{zx} &= \tau_{zx}. \end{aligned} \right\}. \quad (2.5)$$

Аналогично тензору напряжений, девять компонентов деформаций образуют тензор деформаций:

$$T_\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \frac{\gamma_{xy}}{2} & \frac{\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{\gamma_{yx}}{2} & \varepsilon_y & \frac{\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{\gamma_{zx}}{2} & \frac{\gamma_{zy}}{2} & \varepsilon_z \end{bmatrix}, \quad (2.6)$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – линейные деформации в направлении осей декартовой системы координат;

$\gamma_{xy}, \gamma_{yx}, \gamma_{xz}, \gamma_{zx}, \gamma_{yz}, \gamma_{zy}$ – углы сдвига в плоскостях граней элементарного параллелепипеда.

$$T_{\varepsilon_0} = \begin{bmatrix} \varepsilon_0 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_0 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_0 \end{bmatrix}, \quad (2.7)$$

где T_{ε_0} – шаровой тензор деформаций;

$$\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z}{3}. \quad (2.8)$$

$$D_\varepsilon = \begin{bmatrix} B_x & B_{xy} & B_{xz} \\ B_{yx} & B_y & B_{yz} \\ B_{zx} & B_{zy} & B_z \end{bmatrix}, \quad (2.9)$$

где D_ε – девиатор деформаций;

$$\left. \begin{aligned} B_x &= \varepsilon_x - \varepsilon_0, \\ B_y &= \varepsilon_y - \varepsilon_0, \\ B_z &= \varepsilon_z - \varepsilon_0, \\ B_{xy} &= \frac{\gamma_{xy}}{2}, \\ B_{yz} &= \frac{\gamma_{yz}}{2}, \\ B_{xz} &= \frac{\gamma_{xz}}{2}, \\ B_{yx} &= \frac{\gamma_{yx}}{2}, \\ B_{zy} &= \frac{\gamma_{zy}}{2}, \\ B_{zx} &= \frac{\gamma_{zx}}{2}. \end{aligned} \right\}. \quad (2.10)$$

Далее рассматривается элементарный параллелепипед в окрестности точки тела, на гранях которого действуют нормальные и касательные напряжения. Отсеченные части заменены силами, распределёнными равномерно.

Под действием внешних сил точка тела перемещается в направлении приложенных сил, то есть деформируется. Вектор перемещения точки раскладывается на три компонента:

$$\begin{pmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{pmatrix}, \quad (2.11)$$

где u_x, u_y, u_z – перемещения в направлении осей декартовой системы координат.

Компоненты (2.11) являются непрерывными функциями декартовых координат:

$$\left. \begin{aligned} u_x &= u_x(x, y, z), \\ u_y &= u_y(x, y, z), \\ u_z &= u_z(x, y, z). \end{aligned} \right\}. \quad (2.12)$$

Предполагая, что система находится в равновесии и опустив промежуточные вычисления [10], уравнения равновесия (дифференциальные уравнения равновесия Навье) имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + X &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + Y &= 0, \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + Z &= 0. \end{aligned} \right\}, \quad (2.13)$$

где X, Y, Z – проекции объемных сил на оси координат x, y, z .

Связь между компонентами деформаций и компонентами перемещений, определяющие геометрические соотношения [10] (соотношения Коши) имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u_x}{\partial x}, \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial u_y}{\partial y}, \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x}, \\ \gamma_{yz} &= \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y}, \\ \gamma_{zx} &= \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z}. \end{aligned} \right\}. \quad (2.14)$$

Из шести уравнений, описывающих физические отношения деформаций и напряжений (Обобщенный закон Гука) [10], можно получить:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)], \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)], \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_y + \sigma_x)], \\ \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G}, \\ \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G}, \\ \gamma_{zx} &= \frac{\tau_{zx}}{G}. \end{aligned} \right\}, \quad (2.15)$$

где E – модуль упругости первого рода;

ν – коэффициент Пуассона;

$G = E/2(1 + \nu)$ – модуль упругости второго рода (модуль сдвига).

Разрешая уравнения (2.15) относительно напряжения, можно получить обобщенный закон Гука в форме Ляме:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= 2G\varepsilon_x + \lambda e, \\ \sigma_y &= 2G\varepsilon_y + \lambda e; \\ \sigma_z &= 2G\varepsilon_z + \lambda e; \\ \tau_{xy} &= G\gamma_{xy}, \\ \tau_{yz} &= G\gamma_{yz}, \\ \tau_{zx} &= G\gamma_{zx}. \end{aligned} \right\}, \quad (2.16)$$

где $e = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$ – объемная деформация;

$\lambda = E\nu/(1 + \nu)(1 - 2\nu)$ – коэффициент Ляме.

Равенства (2.13) – (2.16) составляют каноническую систему уравнений теории упругости.

При описании явления пластичности также использованы следующие величины:

Интенсивность напряжений:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}. \quad (2.17)$$

Зависимость интенсивности напряжений от главных напряжений:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (2.18)$$

Интенсивность деформаций:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2)}. \quad (2.19)$$

Зависимость интенсивности деформаций от главных линейных деформаций:

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2}. \quad (2.20)$$

Приращения компонентов деформаций (по формулам (2.14)):

$$d\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} (du_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (du_j) \right], \quad (2.21)$$

где $d\varepsilon_{ij}$ – тензор бесконечно малых приращений деформаций;

du – приращение перемещения.

Согласно (2.21) образуется тензор бесконечно малых приращений деформаций:

$$T_{d\varepsilon} = \begin{bmatrix} d\varepsilon_x & \frac{d\gamma_{xy}}{2} & \frac{d\gamma_{xz}}{2} \\ \frac{d\gamma_{yx}}{2} & d\varepsilon_y & \frac{d\gamma_{yz}}{2} \\ \frac{d\gamma_{zx}}{2} & \frac{d\gamma_{zy}}{2} & d\varepsilon_z \end{bmatrix}. \quad (2.22)$$

Интенсивность приращений пластических деформаций:

$$d\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(d\varepsilon_x^p - d\varepsilon_y^p)^2 + (d\varepsilon_y^p - d\varepsilon_z^p)^2 + (d\varepsilon_z^p - d\varepsilon_x^p)^2 + \frac{3}{2}[(\gamma_{xy}^p)^2 + (\gamma_{yz}^p)^2 + (\gamma_{zx}^p)^2]}. \quad (2.23)$$

Компоненты скоростей деформаций:

$$\xi_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right), \quad (2.24)$$

где V – скорость перемещения;

x_i, x_j – декартовы координаты.

Тензор скоростей деформаций:

$$T_\xi = \begin{bmatrix} \xi_x & \frac{\eta_{xy}}{2} & \frac{\eta_{xz}}{2} \\ \frac{\eta_{yx}}{2} & \xi_y & \frac{\eta_{yz}}{2} \\ \frac{\eta_{zx}}{2} & \frac{\eta_{zy}}{2} & \xi_z \end{bmatrix}. \quad (2.25)$$

Интенсивность скоростей деформаций:

$$\xi_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\xi_x - \xi_y)^2 + (\xi_y - \xi_z)^2 + (\xi_z - \xi_x)^2 + \frac{3}{2}[\eta_{xy}^2 + \eta_{yz}^2 + \eta_{zx}^2]}. \quad (2.26)$$

Зависимости (2.17) – (2.26) необходимы для описания пластических свойств материала при составлении уравнения пластического состояния и уравнения состояния ползучести.

2.2 Закон пластичности и условие начала пластичности

Образование пластических деформаций характеризуется тензором напряжений, поэтому можно записать условие начала пластичности следующим образом:

$$f_T(\sigma_{ij}) = 0, \quad (2.27)$$

где f_T – функция, определяющая начало пластических деформаций;

σ_{ij} – тензор напряжений.

Зависимость (2.27) является уравнением поверхности начала пластичности [76]. На рисунке 2.1 изображено геометрическое представление уравнения (2.27). Точки A и B представляют собой напряженное состояние тела. Вектора OA и OB изображают тензор напряжений. Вектор OA определяет упругое деформирование тела, вектор OB начало пластического деформирования.

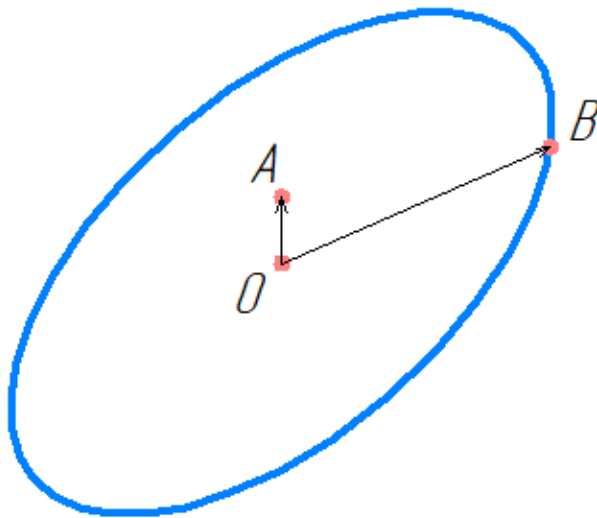


Рисунок 2.1 – Поверхность начала пластичности

В силу свойств изотропности материала значения уравнения (2.27) не изменяются при повороте осей координат системы, кроме того, при всесторонних равнозначных растяжениях и сжатиях пластические деформации не происходят

(первый инвариант девиатора напряжений равен нулю). Таким образом можно записать условие пластичности как функцию инвариантов девиатора:

$$f_T(I_2(D_\sigma), I_3(D_\sigma)) = 0, \quad (2.28)$$

где

$$I_2(D_\sigma) = \frac{1}{6} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right], \quad (2.29)$$

$$I_3(D_\sigma) = \frac{1}{27} \left[\begin{array}{l} 2(\sigma_x^3 + \sigma_y^3 + \sigma_z^3) - \\ -3(\sigma_x^2\sigma_y + \sigma_y^2\sigma_z + \sigma_z^2\sigma_x + \sigma_x\sigma_y^2 + \sigma_y\sigma_z^2 + \sigma_z\sigma_x^2) + \\ +12\sigma_x\sigma_y\sigma_z + 9\sigma_x(\tau_{xy}^2 - 2\tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) + \\ +9\sigma_y(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 - 2\tau_{zx}^2) + \\ +9\sigma_z(-2\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) + 54\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} \end{array} \right]. \quad (2.30)$$

Функция (2.28) в системе координат главных напряжений описывает цилиндр. Его образующие перпендикулярны к девиаторной плоскости. След этого цилиндра на девиаторной плоскости имеет форму окружности с радиусом $\sqrt{\frac{2}{3}}\sigma_T$. Уравнение цилиндра, след от которого на девиаторной плоскости является эта окружность, имеет вид:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_T^2, \quad (2.31)$$

где σ_T – предел текучести.

Зависимость (2.31) называют условием начала пластичности Губера-Мизеса (Энергетическое условие). Учитывая (2.18) уравнение (2.31) можно записать следующим образом:

$$\sigma_i = \sigma_T. \quad (2.32)$$

Согласно отношения (2.32) можно сделать вывод, что пластические деформации возникают в момент, когда величина интенсивности напряжений достигает значения величины предельного значения в точке текучести материала.

Уравнения (2.31) и (2.32) устанавливают границы применения закона Гука. Приведем условие пластичности для разграничения упругого и пластического деформирования тела в общем случае напряженного состояния:

$$f(\sigma_{ij}) = 0. \quad (2.33)$$

Условие (2.33) обычно совпадает с условием начала пластичности. Отличие между условием (2.27) и условием (2.33) состоит в следующем: в уравнение (2.27) входят механические характеристики материала, в то время как в (2.33) дополнительно входит мера упрочнения. В роли меры упрочнения можно принять работу пластической деформации:

$$q = A^p = \int \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^p, \quad (2.34)$$

где q – мера упрочнения;

A^p – работа пластической деформации.

В уравнении (2.34) предполагают, что упрочнение обусловлено работой, потраченной на необратимую деформацию.

Кроме (2.34) в качестве меры упрочнения можно принять параметр Удквиста:

$$q = \int \overline{d\varepsilon}_i^p, \quad (2.35)$$

$\overline{d\varepsilon}_i^p$ – вектор приращения интенсивности пластических деформаций.

Уравнение (2.35) говорит о том, что мера упрочнения определяется накопленной пластической деформацией. Для изотропных материалов уравнения дают одинаковый результат, а поверхность пластичности расширяется равномерно, эффект Баушингера не учитывается. Подобную теорию пластичности назвали теорией течения с изотропным упрочнением (теория течения).

Уравнение (2.33) теории течения с мерой упрочнения в виде (2.35) примет вид [76]:

$$f(\sigma_{ij}) = \frac{3}{2} S_{ij} S_{ij} - [X(q)]^2 = 0, \quad (2.36)$$

где $X(q)$ – функция меры упрочнения.

Принимая во внимание отношение $\sigma_i = \sqrt{\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij}}$ и (2.35), уравнение (2.36) можно преобразовать к следующему виду:

$$f(\sigma_{ij}) = \sigma_i^2 - \left[X \left(\int \overline{d\varepsilon}_i^p \right) \right]^2 = 0. \quad (2.37)$$

Из (2.37) следует:

$$\sigma_i = X \left(\int \overline{d\varepsilon_i^p} \right). \quad (2.38)$$

Уравнение (2.38) показывает, что интенсивность напряжений есть функция параметра Удквиста, которая не зависит от вида напряженного состояния.

Продифференцировав (2.36) по S_{ij} , функция относительного максимума принимает вид:

$$\delta_{ij} \frac{\partial f}{\partial S_{ij}} = 3\delta_{ij} S_{ij} = 0, \quad (2.39)$$

где δ_{ij} – символ Кронекера.

Согласно теории ассоциированного закона течения [76] получается:

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\partial f}{\partial S_{ij}} = 3d\lambda S_{ij}, \quad (2.40)$$

где $d\lambda = \overline{d\varepsilon_i^p} / 2\sigma_i$ – множитель Лагранжа.

В итоге:

$$d\varepsilon_{ij}^p = \frac{3}{2} \frac{\overline{d\varepsilon_i^p}}{\sigma_i} S_{ij} = \frac{3}{2} \frac{\overline{d\varepsilon_i^p}}{\sigma_i} (\sigma_{ij} - \delta_{ij}\sigma_0). \quad (2.41)$$

Формула (2.41) говорит о том, что компоненты тензора приращения пластических деформаций пропорциональны компонентам девиатора напряжений.

Взяв в качестве меры упрочнения работу пластических деформаций (2.34), описанная выше теория будет равносильной. И на самом деле, разложив тензор напряжений в (2.34) на девиатор и шаровой тензор, получиться:

$$\begin{aligned} \int \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^p &= \int (S_{ij} + \delta_{ij}\sigma_0) d\varepsilon_{ij}^p = \int S_{ij} d\varepsilon_{ij}^p + \\ &+ \int \delta_{ij}\sigma_0 d\varepsilon_{ij}^p = \int S_{ij} d\varepsilon_{ij}^p + \int \sigma_0 d\varepsilon_{ij}^p. \end{aligned} \quad (2.42)$$

Второе слагаемое в (2.42) равно нулю, поэтому согласно (2.41) и выражению

$\sigma_i = \sqrt{\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij}}$, получается:

$$\int \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^p = \int S_{ij} d\varepsilon_{ij}^p = \int \frac{3}{2} \frac{\overline{d\varepsilon_i^p}}{\sigma_i} S_{ij} S_{ij} = \int \sigma_i \overline{d\varepsilon_i^p}. \quad (2.43)$$

Учитывая, что интенсивность напряжений является функцией работы пластической деформации:

$$\sigma_i = X \left(\int \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^p \right). \quad (2.44)$$

Учитывая (2.43), можно записать:

$$\sigma_i = X \left(\int \sigma_i d\varepsilon_i^p \right). \quad (2.45)$$

Зависимости (2.36), (2.41) и (2.45) являются основными уравнениями теории пластического течения.

2.3 Математическое моделирование удара

Ударный процесс смоделирован падением пробойника заданной массы с заданной высоты на лист котла. Уравнение Даламбера имеет следующий вид:

$$S_{уд} + S_{ин} = 0, \quad (2.46)$$

где $S_{уд}$ – ударный импульс, действующий на пробойник;

$S_{ин}$ – ударный импульс силы инерции.

Ударный импульс, применяя теорему об изменении количества движения, определяется по формуле:

$$S_{уд} = m(v' - v), \quad (2.47)$$

где m – масса пробойника;

v' – скорость пробойника после удара;

v – скорость пробойник до удара.

Скорость падения пробойника на лист равна:

$$v = \sqrt{2gH}, \quad (2.48)$$

где g – ускорение свободного падения;

H – высота падения пробойника.

Ударная сила определяется по формуле:

$$F_{уд} = \frac{S_{уд}}{\tau}, \quad (2.49)$$

где τ – промежуток времени, в течение которого происходит удар.

2.4 Кинематический расчет для определения скорости удара

В данной работе рассматривается вариант падения вагона-цистерны в поперечной плоскости.

Принятые допущения:

- масса конструкции принимается сосредоточенной в центре тяжести сечения;
- конструктивные элементы аппроксимируются простыми геометрическими фигурами;
- падение моделируется без учета скорости движения вагона в составе поезда.

Для определения скорости удара необходимо определить параметры уравнения вращательного движения, которое имеет вид:

$$\omega = \varepsilon t + \omega_0, \quad (2.50)$$

где ω – угловая скорость;

ε – угловое ускорение;

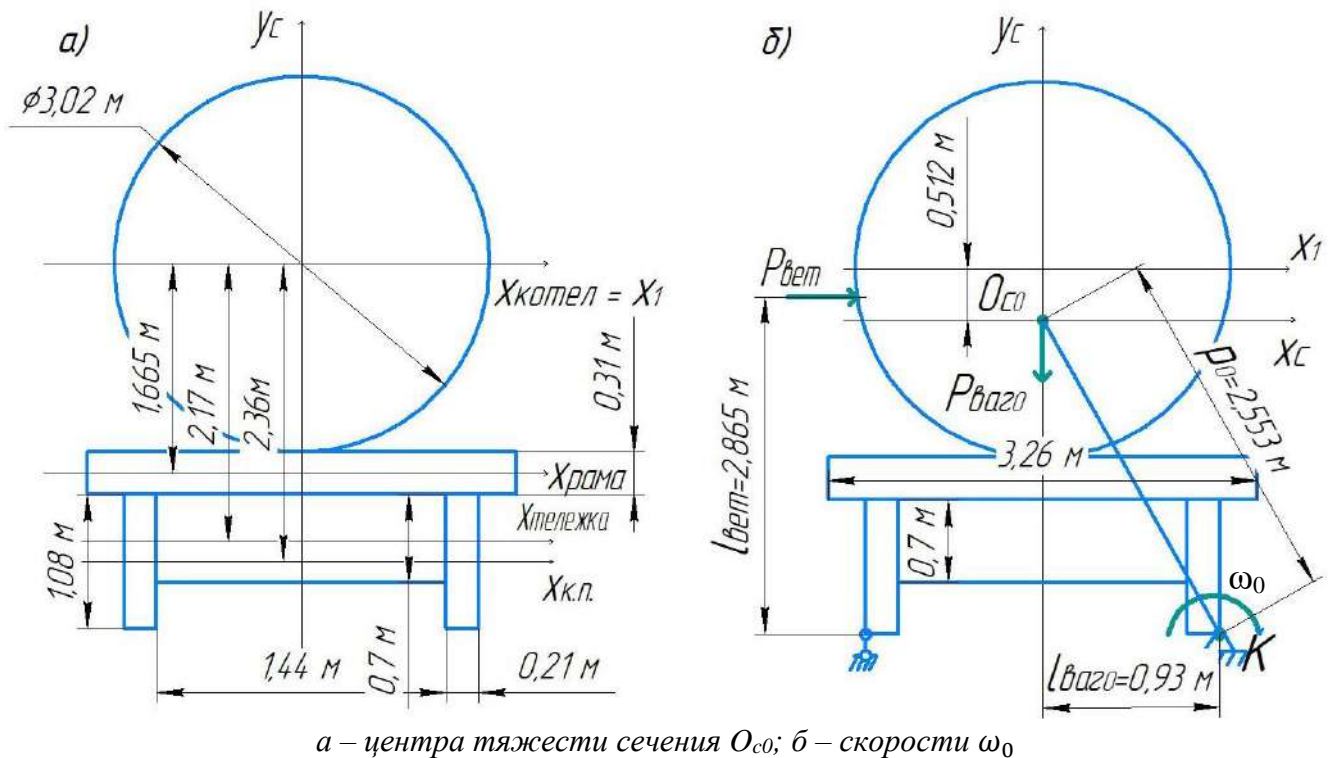
t – время;

ω_0 – начальная угловая скорость.

Скорость удара определяется в два шага. На первом – моделируется опрокидывание вагона относительно точки контакта системы колесо-рельс на угол 90 градусов, на втором – рассматривается вагон без ходовых частей, определяется центр вращения в точке касания боковой грани рамы и горизонтальной поверхности.

На рисунке 2.2 показаны расчетные схемы для определения центра тяжести и начальной угловой скорости вращения относительно точки K (центр вращения), представляющей собой точку соприкосновения колеса и рельса при повороте по

часовой стрелке. Основные конструктивные элементы вагона-цистерны для упрощения определения геометрических характеристик заменены на графические примитивы: рама вагона и ходовые части – совокупность прямоугольников, котел с грузом – круг. Геометрические размеры фигур принимаются согласно технико-экономическим характеристикам цистерны модели 15-289-04.



а – центра тяжести сечения $O_{сг}$; б – скорости ω_0

Рисунок 2.2 – Расчетная схема для поиска центра тяжести и начальной угловой скорости вращения относительно точки K

Сечение, созданное совокупностью аппроксимирующих геометрических фигур (рисунок 2.2), является сложным. Зная координаты центров тяжести простых фигур и их площади, можно определить центр тяжести всего сложного сечения [100, 112], вводя вспомогательную ось X_1 , совпадающую с осью котла ($X_{котла}$). Формулы для нахождения центра тяжести сложного сечения имеют вид:

$$X_c = \frac{\sum_i A_i y_i}{\sum_i A_i}; Y_c = \frac{\sum_i A_i x_i}{\sum_i A_i}, \quad (2.51)$$

где – $A_i y_i$ – статические моменты площадей;

A_i – площади фигур;

x_i, y_i – координаты центров тяжести фигур в системе вспомогательной оси.

Так как сечение симметрично относительно оси u_c , координата Y_c равна нулю. Координата X_{c0} определяется по формуле:

$$X_{c0} = \frac{A_{\text{котел}}u_{\text{котел}} + A_{\text{рама}}u_{\text{рама}} + A_{\text{тележка}}u_{\text{тележка}} + A_{\text{к.п.}}u_{\text{к.п.}}}{A_{\text{котел}} + A_{\text{рама}} + A_{\text{тележка}} + A_{\text{к.п.}}}. \quad (2.52)$$

В итоге искомые координаты центра тяжести сечения равны $O_{c0}(-0,512;0)$.

Приложив в точке O_{c0} силу $P_{\text{ваг0}} = m_{\text{ваг0}}g$, представляющая собой силу тяжести вагона, можно приступить к определению начальной скорости ω_0 [112].

Для того чтобы система повернулась относительно точки K , необходимо приложить к ней момент превышающий момент веса конструкции $P_{\text{ваг}}$, относительно точки K . Необходимо ввести силу от ветровой нагрузки $P_{\text{вет}}$, момент которой обеспечит опрокидывание вагона. При этом отношение определяющее опрокидывание выглядит следующим образом:

$$M_{\text{опр}} \geq M_{\text{вет}} + M_{\text{т}}, \quad (2.53)$$

где $M_{\text{опр}}$ – крутящий момент, при котором возможно опрокидывание вагона; $M_{\text{вет}}, M_{\text{т}}$ – крутящие моменты, относительно точки K от сил $P_{\text{вет}}$ и $P_{\text{ваг0}}$ соответственно.

Нормативная ветровая нагрузка рассчитывается согласно [106], заменив конструкцию вагона-цистерны сплошным блоком с размерами, соответствующим габаритам вагона в продольном профиле.

Нормативная ветровая нагрузка определяется по формуле:

$$w = w_m + w_p, \quad (2.54)$$

где w_m – средняя составляющая ветровой нагрузки;

w_p – пульсационная составляющая ветровой нагрузки.

Пульсационная составляющая не учитывается, в итоге получается:

$$w = w_m = w_0 k(z_e) c, \quad (2.55)$$

где w_0 – нормативная величина ветрового давления;

$k(z_e)$ – коэффициент, учитывающий поправку ветрового давления по высоте z_e (высота от поверхности земли);

c – коэффициент аэродинамики.

Для определения силы $P_{\text{вет}}$, необходимо найти равнодействующую нормативной ветровой нагрузки:

$$P_{\text{вет}} = wS_{\text{блок}}, \quad (2.56)$$

где $S_{\text{блок}}$ – площадь наветренной стороны сплошного блока, размеры которого соответствуют габаритам котла.

Параметры уравнения (2.55) подбираются согласно [106].

Силовая схема (рисунок 2.2б) для первого этапа расчета определена.

Согласно рисунка 2.2 и используя формулы (2.55) и (2.56), опрокидывающий момент будет равен:

$$M_{\text{опр}} = w_0 k(z_e) c S_{\text{блок}} l_{\text{вет}} + m_{\text{ваг0}} g l_{\text{ваг0}}, \quad (2.57)$$

где $m_{\text{ваг0}}$ – масса вагона;

$g = 9,81 \frac{\text{Н}}{\text{кг}}$ – ускорение свободного падения;

$l_{\text{вет}}$ – расстояние от линии действия силы $P_{\text{вет}}$ до центра вращения (точка K);

$l_{\text{ваг0}}$ – расстояние от линии действия силы $P_{\text{ваг0}}$ до центра вращения (точка K);

Уравнение движения ω_0 можно записать в виде:

$$\omega_0 = \varepsilon_0 t. \quad (2.58)$$

Основное уравнение динамики вращательного движения имеет вид:

$$I\varepsilon = M, \quad (2.59)$$

где I – момент инерции;

M – момент сил.

Подставляя (2.59) в (2.58), получается:

$$\omega_0 = \frac{M_{\text{опр}}}{I_{\rho 0}} t, \quad (2.60)$$

где $I_{\rho 0}$ – полярный момент инерции, относительно точки K .

$$I_{\rho 0} = m_{\text{ваг0}} \rho_0^2, \quad (2.61)$$

где ρ_0 – расстояние от центра масс O_{c0} до полюса K (радиус вектор, соединяющий центр масс и точку K).

Поставляя (2.61) в (2.60) и проинтегрировав (2.60) по dt , получается:

$$\varphi_0 = \frac{1}{2} \frac{M_{\text{опр}}}{m_{\text{вар}0} \rho_0^2} t^2, \quad (2.62)$$

где φ_0 – угол поворота относительно точки K .

Выразив t из (2.62) и подставив в (2.60), получается формула для определения начальной скорости вращения:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2M_{\text{опр}}\varphi_0}{m_{\text{вар}0}\rho_0^2}}. \quad (2.63)$$

Для определения уравнения (2.50) необходимо перестроить расчетную схему. На рисунке 2.3 изображены расчетные схемы для определения центра тяжести и угловой скорости вращения ω относительно точки J , представляющей собой точку соприкосновения боковой продольной балки и горизонтальной поверхности при вращении по часовой стрелке.

По формуле (2.51) определяется центр тяжести $O_{c1}(0; -0,206)$.

Подставляя (2.59), (2.61) и (2.63) в (2.50), получается:

$$\omega = \frac{M_1}{m_{\text{вар}1}\rho_1^2} t + \sqrt{\frac{2M_{\text{опр}}\varphi_0}{m_{\text{вар}0}\rho_0^2}}, \quad (2.64)$$

где M_1 – момент от силы $P_{\text{вар}1}$ относительно центра вращения J ;

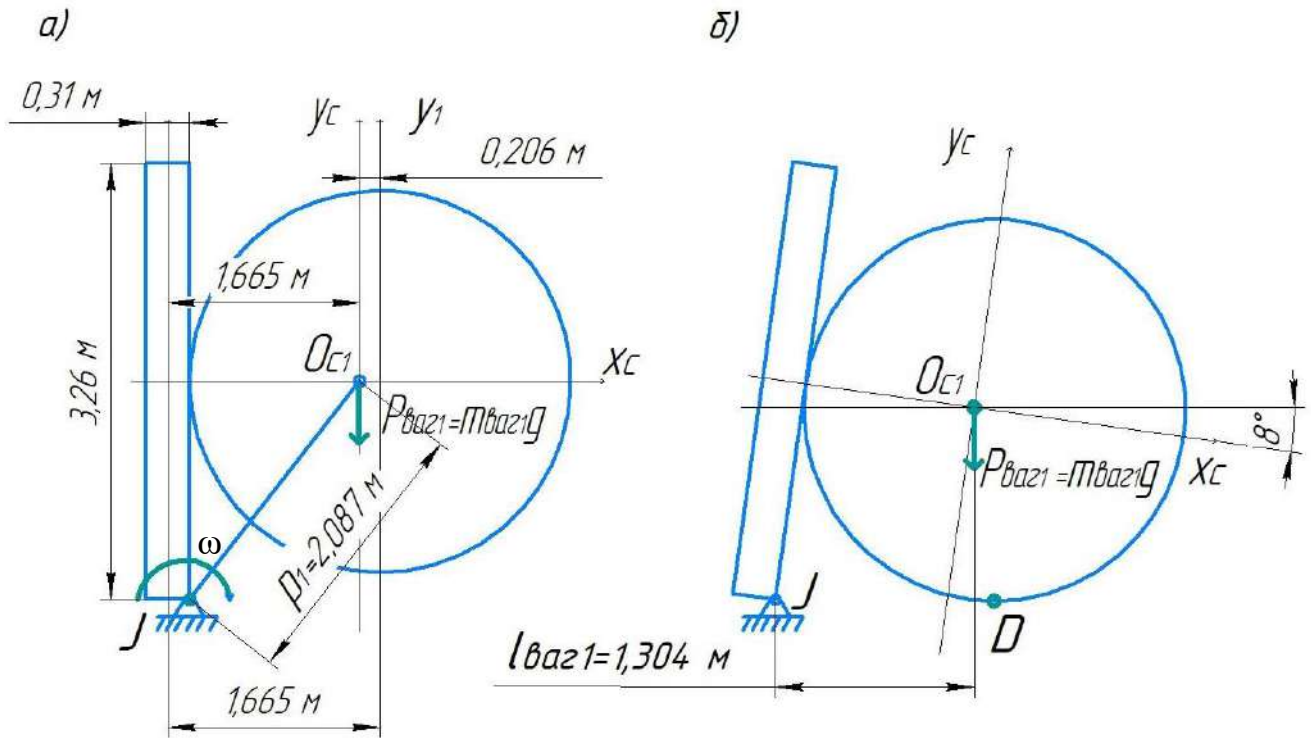
$m_{\text{вар}1}$ – масса котла с грузом;

ρ_1 – расстояние от центра масс O_{c1} до полюса J (радиус вектор, соединяющий центр масс и точку J).

Проинтегрировав (2.64) по dt , получается:

$$\varphi = \frac{M_1}{2m_{\text{вар}1}\rho_1^2} t^2 + \sqrt{\frac{2M_{\text{опр}}\varphi_0}{m_{\text{вар}0}\rho_0^2}} t, \quad (2.65)$$

где φ – угол поворота конструкции относительно центра вращения J .



a – центра тяжести сечения O_{c1} ; *б* – скорости ω

Рисунок 2.3 – Расчетная схема для поиска центра тяжести и скорости ω

Угол поворота φ определяется графически (рисунок 2.3) – построение расчетной схемы проводят, соблюдая пропорции геометрических примитивов, аппроксимирующих конструкционные элементы вагона-цистерны. Далее симулируется вращение схемы относительно точки J до соприкосновения котла с горизонтальной плоскостью, проходящей через точку J . Угол поворота схемы является искомым углом φ .

Крутящий момент M_1 будет равен:

$$M_1 = m_{\text{ваг1}} g l_{\text{ваг1}}, \quad (2.66)$$

где $l_{\text{ваг1}}$ – расстояние от линии действия силы $P_{\text{ваг1}}$ до центра вращения (точка J);

Решив уравнение (2.65) относительно t , получается время, за которое конструкция поворачивается на угол φ . Далее подставляя t , полученное из (2.65) в (2.64), определяется угловая скорость ω .

Далее определяется линейная скорость соударения дуги безопасности. Расчетная схема приведена на рисунке 2.4. Принимается, что скорость удара равна скорости точки, движущейся по окружности радиусом $l_{\text{удар}}$, угловая скорость

равна ω , углы определены из рисунка 2.4. Тогда можно записать зависимость между угловой и линейной скоростью:

$$v_{\text{удар}} = \omega l_{\text{удар}}, \quad (2.67)$$

где $v_{\text{удар}}$ – скорость удара;

$l_{\text{удар}}$ – расстояние от центра вращения до линии действия вектора скорости удара.

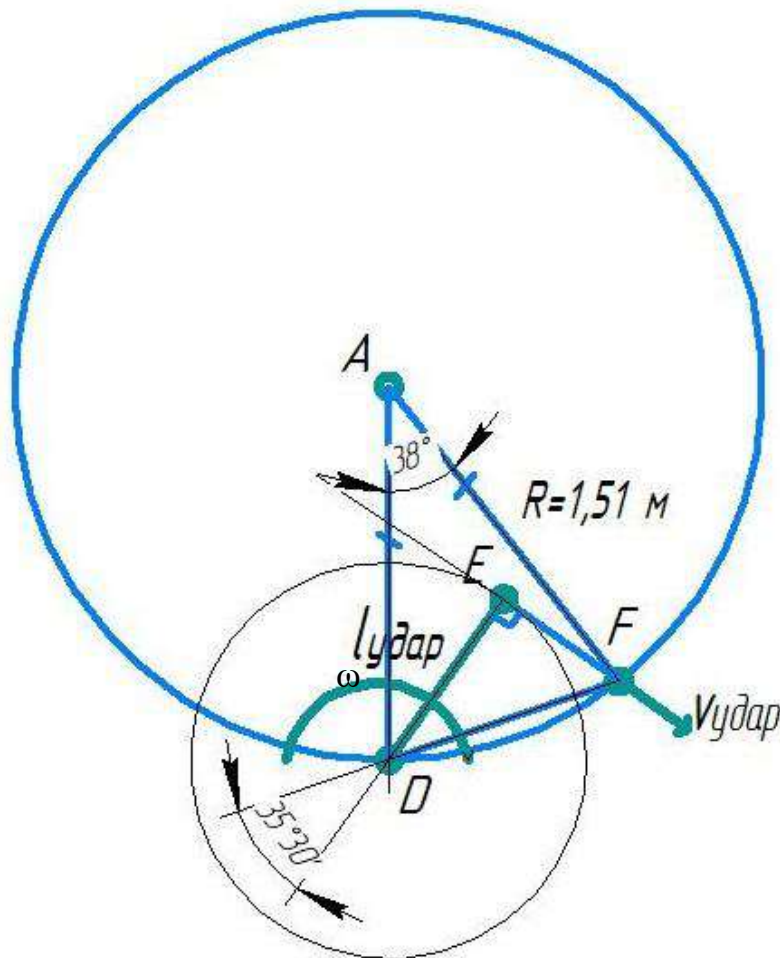


Рисунок 2.4 –Схема для расчета скорости удара

Для определения $l_{\text{удар}}$ рассматриваются два треугольника: равнобедренный треугольник DAF и прямоугольный треугольник DEF . Используя теоремы курса геометрии и свойства треугольников, можно определить $l_{\text{удар}}$. Определяется длина хорды DF сектора DAF по формуле:

$$DF = 2R \sin \frac{\angle DAF}{2}, \quad (2.68)$$

где R – наружный радиус котла.

Из треугольника DEF видно:

$$l_{\text{удар}} = DF \cos \angle EDF. \quad (2.69)$$

Подставляя (2.68) и (2.69) в (2.67), получается:

$$v_{\text{удар}} = 2\omega R \sin \frac{\angle DAF}{2} \cos \angle EDF. \quad (2.70)$$

Исходные данные для расчета приведены в таблице 2.1:

Таблица 2.1 - Данные для расчета скорости удара $v_{\text{удар}}$

Параметр	Значение
w_0 , Н/м ²	833,6
$k(z_e)$	0,75
c	1,2
Ветровой район	VII
$S_{\text{блок}}$, м ²	38,8416
$m_{\text{ваг0}}$, кг	100000
$l_{\text{вет}}$, м	2,865
$l_{\text{ваг0}}$, м	0,93
ρ_0 , м	2,553
φ_0	90°
$m_{\text{ваг0}}$, кг	70000
$l_{\text{ваг1}}$, м	1,304
ρ_1 , м	2,087
φ_1	4,5°
R , м	1,51
$\angle DAF$	38°
$\angle EDF$	35° 30'

Определив коэффициенты уравнения (2.65), можно записать его в каноническом виде:

$$1.468t^2 + 2.19t - 0.079 = 0. \quad (2.71)$$

Решая уравнение (2.71), находятся следующие корни: $t_1 = 0,352$ и $t_2 = -1,527$. Отрицательный корень уравнения не соответствует физическому смыслу задачи, поэтому принимаем $t = t_1 = 0,0352$ с. Подставив полученное время t в (2.64) определяется ω . Используя формулу (2.70) находится скорость удара.

В таблице 2.2 приведены результаты расчета.

Таблица 2.2 - Результаты расчета скорости удара $v_{\text{удар}}$

Параметр	Значение
$M_{\text{опр}}, \text{Нм}$	995817,6
$\omega_0, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$	2,19
$M_1, \text{Нм}$	895456,8
$\omega, \text{рад/с}$	2,293
$v_{\text{удар}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	1,835

В результате расчета получена скорость удара 1,835 м/с. Искомая скорость является исходной при моделировании пробоя котла вагона-цистерны, принимая скорость, с которой пробойник перемещается к листу котла, равной 1,835 м/с.

2.5 Исходные уравнения метода конечных элементов

Расчет конструкций методом конечных элементов базируется на принципе стационарности интегральной величины [14, 45, 116, 194, 195]. Интегральная величина представляет собой полную потенциальную энергии системы и зависит от работы напряжения и внешней нагрузки.

Уравнения (2.14) и (2.16) в матричной форме имеют вид:

$$\varepsilon = DU, \quad (2.72)$$

где ε – вектор, содержащий компоненты тензора деформаций;

D – прямоугольная матрица, которая связывает вектор деформаций и узловые перемещения (формируется из (2.14) с учетом интерполяционных полиномов);

U – вектор узловых перемещений.

$$\sigma = O\varepsilon, \quad (2.73)$$

σ – вектор, состоящий из компонент тензора напряжений;

O – матрица упругости (зависит от свойств материала).

Перемещение точки связано с вектором узловых перемещений с помощью интерполирующих функций N :

$$u = NU, \quad (2.74)$$

где u – вектор перемещений точки;

N – матрица функции формы.

Полная потенциальная энергия системы определяется по формуле:

$$\Pi(U) = W(U) - A(U), \quad (2.75)$$

где $\Pi(U)$ – полная потенциальная энергия системы;

$W(U)$ – потенциальная энергия деформации;

$A(U)$ – работа внешних нагрузок.

$$W = \frac{1}{2} \int \varepsilon^T \sigma dV, \quad (2.76)$$

где V – объем тела.

$$A = \int u^T p dS, \quad (2.77)$$

где u – вектор перемещения;

p – вектор внешних сил;

S – площадь приложения нагрузок.

Для системы в состоянии равновесия полная потенциальная энергия является стационарной величиной (принцип Лагранжа):

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U} = 0. \quad (2.78)$$

Составление уравнений МКЭ основано на принципе (2.78).

Согласно идее МКЭ, полная потенциальная энергия тела равна сумме энергий всех конечных элементов:

$$\Pi(U) = \sum_{i=1}^n \Pi_i(U_i) = \sum_{i=1}^n [W_i(U_i) - A_i(U_i)], \quad (2.79)$$

где n – количество конечных элементов, на которое разбито рассматриваемое тело.

Тогда условие (2.78) примет вид:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U} = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial W_i(U_i)}{\partial U_i} - \frac{\partial A_i(U_i)}{\partial U_i} \right] = 0. \quad (2.80)$$

Опустив индекс i и подставив (2.72), (2.73), (2.74), (2.76) и (2.77) в (2.75), потенциальная энергия для отдельного КЭ равна:

$$\begin{aligned} \Pi(U) &= \frac{1}{2} \int \varepsilon^T \sigma dV - \int u^T p dS = \frac{1}{2} \int (DU)^T O D U dV - \int (NU)^T p dS = \\ &= \frac{1}{2} U^T (\int D^T O D dV) U - U^T \int N^T p dS. \end{aligned} \quad (2.81)$$

Уравнение (2.81) можно представить в виде:

$$\Pi(U) = \frac{1}{2} U^T K U - U^T P, \quad (2.82)$$

где K – матрица жесткости;

P – вектор узловых нагрузок.

$$P = \int N^T p dS. \quad (2.83)$$

Для выполнения суммирования необходимо преобразовать вектора узловых перемещений и узловых сил элементов в векторы U и P всей системы соответственно. Для этого вводится некоторая матрица H_i , элементы которой являются единицы и нули:

$$U_i = H_i U, \quad (2.84)$$

$$P_i = H_i P. \quad (2.85)$$

Подставляя формулы (2.84) и (2.85) в уравнение (2.82), получается:

$$\Pi_i(U_i) = \frac{1}{2} U^T H_i^T K_i H_i U - U^T H_i^T P_i. \quad (2.86)$$

Дифференцирование уравнения (2.86), согласно условию (2.80), дает систему уравнений МКЭ:

$$\sum_{i=1}^n (H_i^T K_i H_i U - H_i^T H_i P) = 0. \quad (2.87)$$

Система (2.87) в компактном виде:

$$KU = P. \quad (2.88)$$

Выражение (2.88) определяет систему алгебраических уравнений равновесия системы в перемещениях.

2.6 Характеристики конечных элементов

Модель котла разбивается на совокупность конечных элементов, представляющих собой геометрические примитивы. На рисунке 2.5 изображен тетраэдральный объемный конечный элемент. Тетраэдральный КЭ имеет узлы n , m , l , k . Узел n расположен в вершине тетраэдра.

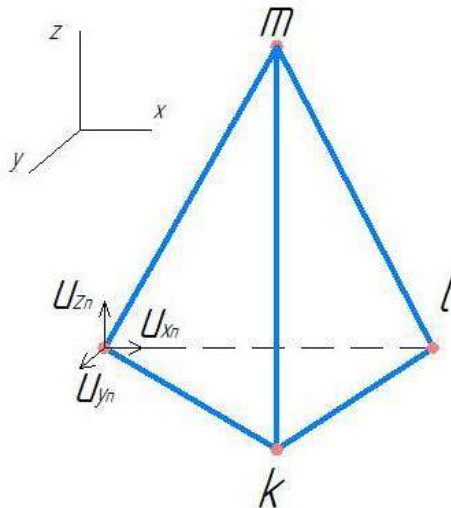


Рисунок 2.5 – Тетраэдральный трехмерный конечный элемент

Система интерполяционных полиномов для тетраэдра имеет вид [83, 91]:

$$\left. \begin{aligned} u_x &= \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z, \\ u_y &= \alpha_5 + \alpha_6 x + \alpha_7 y + \alpha_8 z, \\ u_z &= \alpha_9 + \alpha_{10} x + \alpha_{11} y + \alpha_{12} z. \end{aligned} \right\} \quad (2.89)$$

где u_x, u_y, u_z – перемещения произвольной точки по координатным осям;

$\{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{12}\}$ – коэффициенты полинома (обобщенные координаты);

x, y, z – координаты точки в локальной системе координат.

Согласно (2.89) для узлов n, m, l , можем записать:

$$\left. \begin{array}{l} u_x^n = \alpha_1 + \alpha_2 x_n + \alpha_3 y_n + \alpha_4 z_n, \\ u_y^n = \alpha_5 + \alpha_6 x_n + \alpha_7 y_n + \alpha_8 z_n, \\ u_z^n = \alpha_9 + \alpha_{10} x_n + \alpha_{11} y_n + \alpha_{12} z_n, \\ u_x^m = \alpha_1 + \alpha_2 x_m + \alpha_3 y_m + \alpha_4 z_m, \\ \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ u_z^k = \alpha_9 + \alpha_{10} x_k + \alpha_{11} y_k + \alpha_{12} z_k. \end{array} \right\}. \quad (2.90)$$

Введя понятие вектор узловых перемещений U , уравнения (2.90) можно представить в матричной форме,

$$U = C\alpha, \quad (2.91)$$

где $U^T = \{u_x^n, u_y^n, u_z^n, u_x^m, \dots, u_z^k\}$ – вектор узловых перемещений;

C – матрица координат узлов;

α – вектор обобщенных координат.

Используя уравнения (2.91) находятся коэффициенты α в системе (2.90):

$$\alpha = C^{-1}U. \quad (2.92)$$

Уравнения (2.89) можно привести к виду:

$$u = \begin{vmatrix} 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z \end{vmatrix} \cdot \begin{array}{l} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ \alpha_5 \\ \alpha_6 \\ \alpha_7 \\ \alpha_8 \\ \alpha_9 \\ \alpha_{10} \\ \alpha_{11} \\ \alpha_{12} \end{array}. \quad (2.93)$$

Подставляя (2.92) в (2.93) можно получить перемещения точки через компоненты узловых перемещений:

$$u = \begin{vmatrix} 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z \end{vmatrix} \cdot C^{-1}U. \quad (2.94)$$

Матрица жесткости будет иметь вид [79, 91, 207]:

$$K = \int D^T O D dV, \quad (2.95)$$

где D – прямоугольная матрица, в которую входят элементы, зависящие от координат точки (связывает узловые перемещения и деформации);

O – прямоугольная матрица упругости, элементы которой зависят от свойств материала;

V – объем тетраэдра.

Матрица D определяется из развернутого уравнения [91] для u :

$$u_x = \frac{1}{6V} \left[(a_1 + b_1x + c_1y + d_1z)u_x^n + (a_2 + b_2x + c_2y + d_2z)u_x^m + \right. \\ \left. + (a_3 + b_3x + c_3y + d_3z)u_x^l + (a_4 + b_4x + c_4y + d_4z)u_x^k \right], \quad (2.96)$$

где

$$6V = \begin{vmatrix} 1 & x_m & y_m & z_m \\ 1 & x_l & y_l & z_l \\ 1 & x_k & y_k & z_k \\ 1 & x_n & y_n & z_n \end{vmatrix}, \quad (2.97)$$

$$a_2 = \begin{vmatrix} x_l & y_l & z_l \\ x_k & y_k & z_k \\ x_n & y_n & z_n \end{vmatrix}, \quad (2.98)$$

$$b_2 = - \begin{vmatrix} 1 & y_l & z_l \\ 1 & y_k & z_k \\ 1 & y_n & z_n \end{vmatrix}, \quad (2.99)$$

$$c_2 = - \begin{vmatrix} x_l & 1 & z_l \\ x_k & 1 & z_k \\ x_n & 1 & z_n \end{vmatrix}, \quad (2.100)$$

$$d_2 = - \begin{vmatrix} x_l & y_l & 1 \\ x_k & y_k & 1 \\ x_n & y_n & 1 \end{vmatrix}. \quad (2.101)$$

Остальные коэффициенты определяются через круговую перестановку индексов при узлах (обход узлов по часовой стрелке). Для $u_y(x, y, z)$ и $u_z(x, y, z)$ выражения определяются аналогично. Дифференцируя (2.96) по координатам, находятся уравнения компонент деформаций. Из этих уравнений можно выписать матрицу D в виде:

$$D = \frac{1}{6V} \begin{vmatrix} b_1 & 0 & 0 & b_2 & 0 & 0 & b_3 & 0 & 0 & b_4 & 0 & 0 \\ 0 & c_2 & 0 & 0 & c_3 & 0 & 0 & c_4 & 0 & 0 & c_1 & 0 \\ 0 & 0 & d_3 & 0 & 0 & d_4 & 0 & 0 & d_1 & 0 & 0 & d_2 \\ c_1 & b_2 & 0 & c_2 & b_3 & 0 & c_3 & b_4 & 0 & c_4 & b_1 & 0 \\ 0 & d_2 & c_3 & 0 & d_3 & c_4 & 0 & d_4 & c_1 & 0 & d_1 & c_2 \\ d_1 & 0 & b_3 & d_2 & 0 & b_4 & d_3 & 0 & b_1 & d_4 & 0 & b_2 \end{vmatrix}. \quad (2.102)$$

Матрица O для изотропного тела имеет вид:

$$O = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \cdot \begin{vmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{vmatrix}. \quad (2.103)$$

На рисунке 2.6 представлен шестигранный объемный конечный элемент, имеющий восемь узлов с индексами i, j, k, l, m, n, p, r .

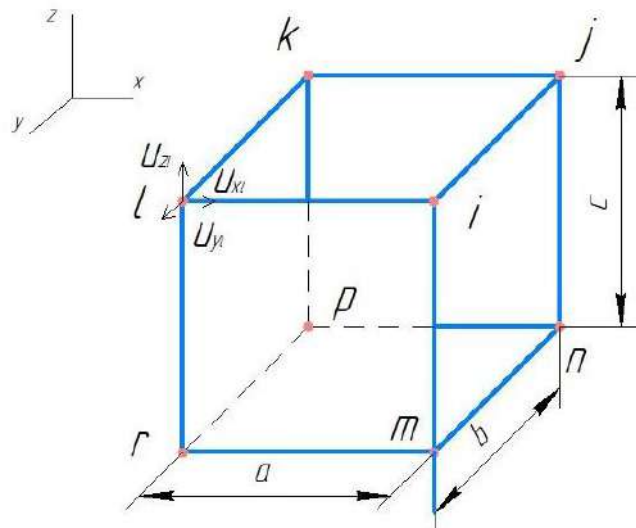


Рисунок 2.6 – Шестигранный трехмерный конечный элемент

Интерполяционные полиномы для компонент перемещения произвольной точки внутри конечного элемента можно представить в форме [91]:

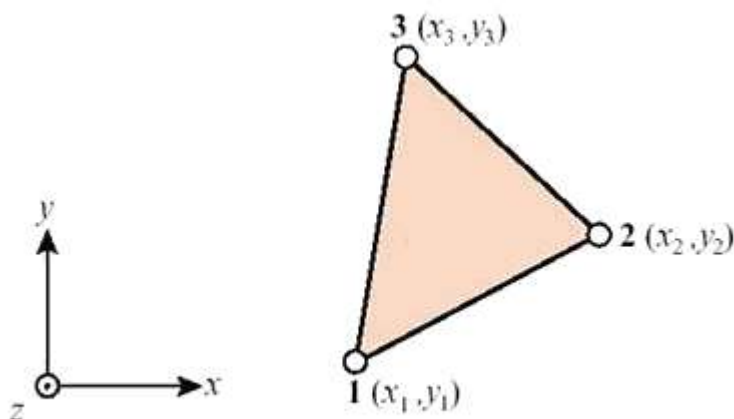


Рисунок 2.7 – Конечный элемент треугольного типа

Компоненты вектора-матрицы функций формы:

$$N = \begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2\Delta} (a_1 + b_1 x_1 + c_1 y_1) \\ \frac{1}{2\Delta} (a_2 + b_2 x_2 + c_2 y_2) \\ \frac{1}{2\Delta} (a_3 + b_3 x_3 + c_3 y_3) \end{bmatrix}. \quad (2.109)$$

Коэффициенты a_1, b_1, c_1 равны: $a_1 = x_2 y_3 - x_3 y_2$; $b_1 = y_2 - y_3$; $c_1 = x_3 - x_2$. Остальные коэффициенты $a_2, b_2, c_2, a_3, b_3, c_3$ находятся циклической перестановкой нижних индексов.

$$2\Delta = \det \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix} = 2S_{\Delta}, \quad (2.110)$$

где S_{Δ} – площадь треугольника.

Подставляя (2.109), в (2.108), получается:

$$u = \begin{cases} \frac{1}{2\Delta} [(a_1 + b_1 x_1 + c_1 y_1)u_1 + (a_2 + b_2 x_2 + c_2 y_2)u_2 + (a_3 + b_3 x_3 + c_3 y_3)u_3]; \\ \frac{1}{2\Delta} [(a_1 + b_1 x_1 + c_1 y_1)v_1 + (a_2 + b_2 x_2 + c_2 y_2)v_2 + (a_3 + b_3 x_3 + c_3 y_3)v_3]; \\ \frac{1}{2\Delta} [(a_1 + b_1 x_1 + c_1 y_1)w_1 + (a_2 + b_2 x_2 + c_2 y_2)w_2 + (a_3 + b_3 x_3 + c_3 y_3)w_3]. \end{cases} \quad (2.111)$$

Для четырехугольного плоского КЭ (рисунок 2.8) [19] выражение (2.108) примет вид:

$$u = NU = [N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4] \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix}. \quad (2.112)$$

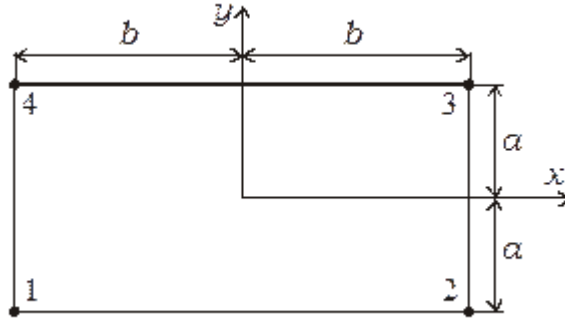


Рисунок 2.8 – Плоский четырехугольный КЭ

Функции формы примут вид:

$$N = \begin{bmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \\ N_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{4ab} (b - x_1)(a - y_1) \\ \frac{1}{4ab} (b - x_2)(a - y_2) \\ \frac{1}{4ab} (b - x_3)(a - y_3) \end{bmatrix}, \quad (2.113)$$

где a, b – стороны прямоугольника.

Подставив (2.113) в (2.112), получим:

$$u = \begin{cases} \frac{1}{4ab} [(b - x_1)(a - y_1)u_1 + (b - x_2)(a - y_2)u_2 + (b - x_3)(a - y_3)u_3]; \\ \frac{1}{4ab} [(b - x_1)(a - y_1)v_1 + (b - x_2)(a - y_2)v_2 + (b - x_3)(a - y_3)v_3]; \\ \frac{1}{4ab} [(b - x_1)(a - y_1)w_1 + (b - x_2)(a - y_2)w_2 + (b - x_3)(a - y_3)w_3]. \end{cases} \quad (2.114)$$

Соотношения (2.90), (2.105), (2.111), (2.114) подставляются в систему алгебраических уравнений равновесия системы (2.88), из которых определяются узловые перемещения для каждого КЭ.

2.7 Контактные конечные элементы

Моделирование контактных взаимодействий является сложной и трудоемкой задачей, в связи с этим численные методы наиболее применимы для решения. Контакт относится к типу конструктивной нелинейности, которая обладает большим числом параметров: трение между контактируемыми телами, статус контакта, поведение контактной поверхности, тип контактной пары и другие. В расчетных схемах МКЭ контактные элементы вводят в зонах взаимодействия тел через дополнительный слой: начальные проникновение, зазор и др.

В САЕ-системе FEMAP моделирование контактного взаимодействия осуществляется с помощью элементов GAP, Slide line и аппарата Connect.

В системе ANSYS используются конечные элементы CONTAC 48, CONTAC 49, CONTAC 52, CONTA172, CONTA174, CONTA175, CONTA177, CONTA178, TARGE169 и TARGE170. Моделирование контакта осуществляется назначением и настройкой контактных совокупностей «узел-узел», «узел-поверхность» или «поверхность-поверхность».

В данной работе были использованы контактный аппарат Connect системы FEMAP и КЭ CONTA174, TARGE170 контактной пары «поверхность-поверхность».

Аппарат Connect используется для моделирования линейного контактного взаимодействия. Создание контактных пар происходит единожды при запуске решателя, без переопределения на итерациях. Для вычисления контактного взаимодействия используются:

- кинематические уравнения для описания движения узлов, находящихся на контактных поверхностях, относительно друг к другу;
- уравнения статического равновесия (учитываются контактные жесткость и силы);
- параметры контакта;
- преобразование уравнений в КЭ вид.

При расчете контакта, предполагается, что воздействующая точка D , находящаяся на исходной поверхности B (грани КЭ) проникает в целевую поверхность A в целевой точке C (рисунок 2.9). В процессе деформирования точка D движется относительно целевой поверхности A . При этом на исходной поверхности B создаются три единичных вектора, которые взаимно перпендикулярны. Вектор n , совпадающий с нормалью исходной поверхности и тангенциальные вектора e_1 и e_2 . Точка C образуется пересечением вектора n с целевой гранью.

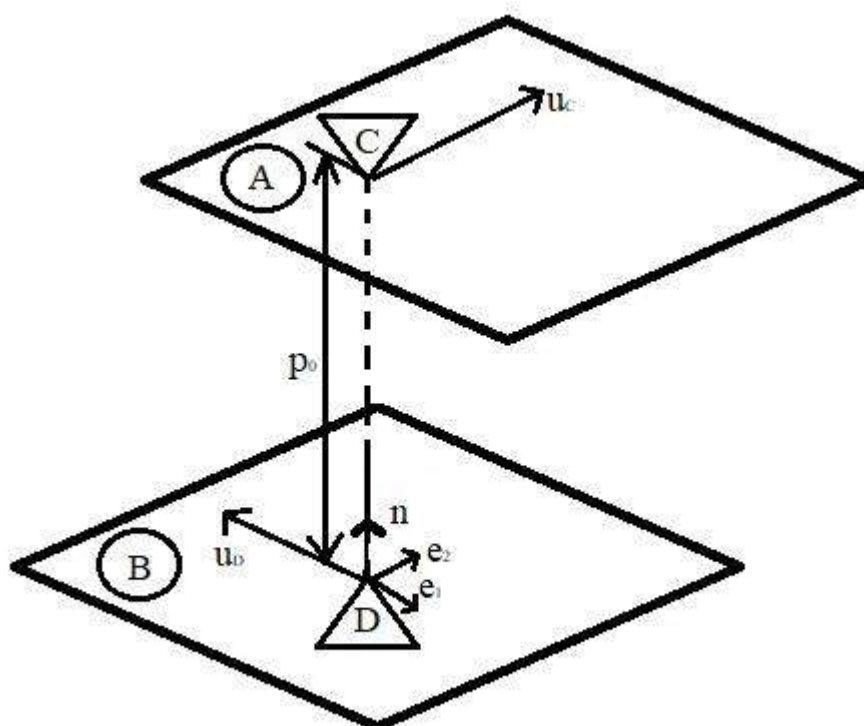


Рисунок 2.9 – Линейный контакт

Величина проникновения точки D определяется по формуле:

$$p = p_0 + (u_D - u_C)n, \quad (2.115)$$

где p_0 – начальное проникновение, определяемое исходной моделью;

u_D – перемещение воздействующей точки;

u_C – перемещение целевой точки.

В данной работе используется контактная пара «поверхность-поверхность» с контактными элементами TARGE170 и CONTA174 [128] изображенными на

рисунке 2.10. Оба контактных элемента используются для моделирования контакта на различных трехмерных телах. Контактные элементы накладываются на твердые поверхности, описывающие границы твердого тела.

Элемент TARGE170 используется на целевой области. «Целевая поверхность, область» означает геометрический объект в пространстве, образующийся совокупностью элементов TARGE170. TARGE170 поддерживает различные формы конечного элемента – трех-узловой треугольник, шести-узловой треугольник, восьми-узловой четырехугольник и другие.

Восьми-узловой элемент CONTA174 используется на контактной поверхности. Контактные элементы CONTA174 связаны с элементами TARGE170 целевой поверхности.

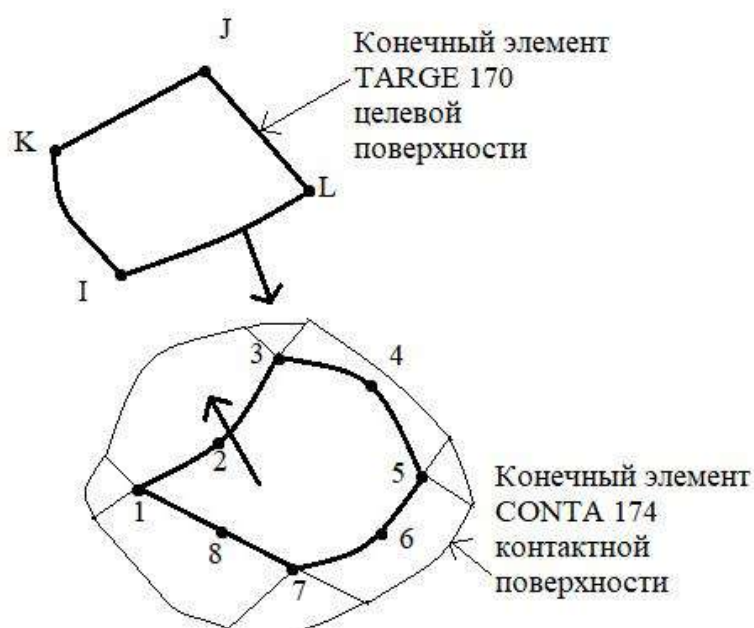


Рисунок 2.10 – Конечные элементы CONTA 174 и TARGE 170 контактной пары «поверхность-поверхность»

Обнаружение контакта происходит с помощью точек сопряжения (точки интеграции). Точки сопряжения могут быть расположены в узловых точках или в точках Гаусса (рисунок 2.11).

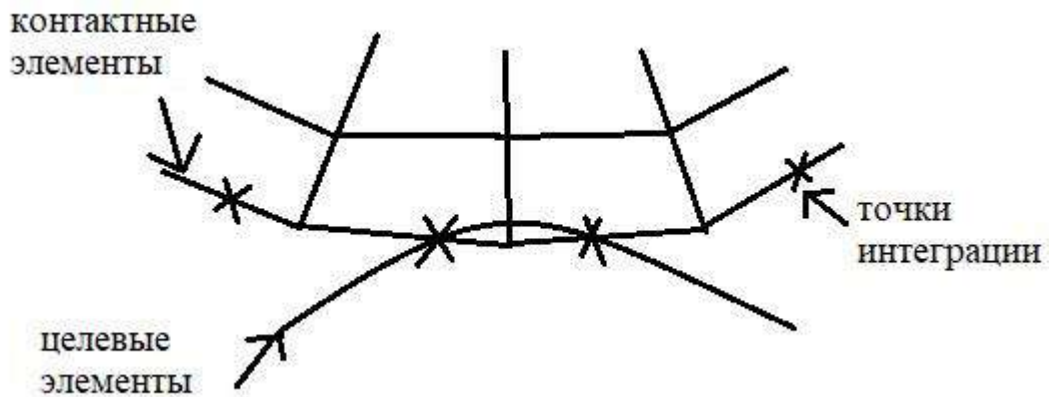


Рисунок 2.11 – Обнаружение контакта с помощью точек интегрирования

Измерение проникновения осуществляется по нормали контактных элементов, взаимодействующих с целевой поверхностью в точках сопряжения (рисунок 2.12).

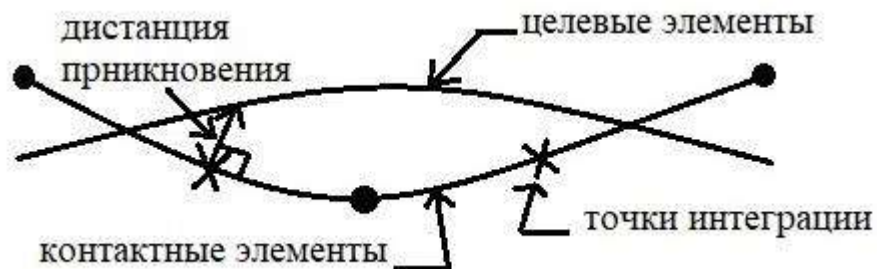


Рисунок 2.12 – Расстояние проникновения

В контактных элементах типа «поверхность-поверхность» ANSYS реализовано 4 расчетных алгоритма контакта:

- метод чистого штрафа;
- расширенный метод Лагранжа;
- метод чистого множителя Лагранжа;
- множитель Лагранжа по нормали контакта и штраф в зависимости от направления силы трения.

Контактное давление определяется по формуле:

$$\left. \begin{array}{l} 0, \text{ если } \mu_n > 0 \\ K_n u_n + \lambda_{i+1}, \text{ если } \mu_n \leq 0 \end{array} \right\} = P, \quad (2.116)$$

где K_n - жесткость контакта по нормали;

u_n – размер зазора контакта;

λ_{i+1} – множитель Лагранжа на итерации $i + 1$;

μ_n – коэффициент трения.

Множитель λ_{i+1} определяется по формуле:

$$\left. \begin{array}{l} \lambda_i + K_n u_n, \text{ если } |u_n| > \varepsilon \\ \lambda_i, \text{ если } |u_n| < \varepsilon \end{array} \right\} = \lambda_{i+1}, \quad (2.117)$$

где λ_i – множитель Лагранжа на итерации λ_i ;

ε – допуск на совместимость.

В данном исследовании расчет контакта осуществляется расширенным методом Лагранжа. Метод представляет собой серию итераций для определения штрафов на каждом шаге расчета. Величина штрафа определяется множителем Лагранжа.

2.8 Расчетная схема и принятые допущения

Для генерации конечно-элементной сетки создана геометрическая модель котла четырехосной цистерны. Для исследования интерес представляет та часть котла, которая непосредственно воспринимает ударную нагрузку, то есть контактная область листа котла с дугой безопасности. Поэтому, учитывая сложность расчета нелинейного процесса и в целях увеличения точности расчета за счет измельчения сетки, часть котла для расчета отсекается. Цилиндрический пробойник имеет кольцевое сечение. Длина пробойника составляет 10 см, внешний радиус кольцевого сечения составляет 2,5 см, наружный радиус 2 см. В рамках трехмерной геометрии котла была разработана расчетная схема на основе объемных конечных элементов. При формировании конечно-элементной сетки использовались трехмерные шестигранные конечные элементы. Расчетная схема приведена на рисунках 2.13 и 2.14.

Ударная нагрузка в схеме задается в виде сосредоточенной на пробойнике массы, перемещающей пробойник вниз под действием силы тяжести до контакта с исследуемым объектом.

Допущения и исходные данные:

- не учитывались сливной уклон, верхняя и нижняя горловины, шпангоуты, опоры, так как влияние на НДС в зоне удара перечисленных элементов незначительно;

- материал котла и броневой пластины задан изотропным, характеристики материала соответствуют свойствам стали 09Г2С [34]: модуль упругости $E = 200000$ МПа, предел текучести $\sigma_e = 345$ МПа, предел прочности $\sigma_{lim} = 490$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$. Учтено свойство пластичности: принят критерий пластичности Губера-Мизеса.

- пробойник смоделирован как абсолютно жесткое тело;

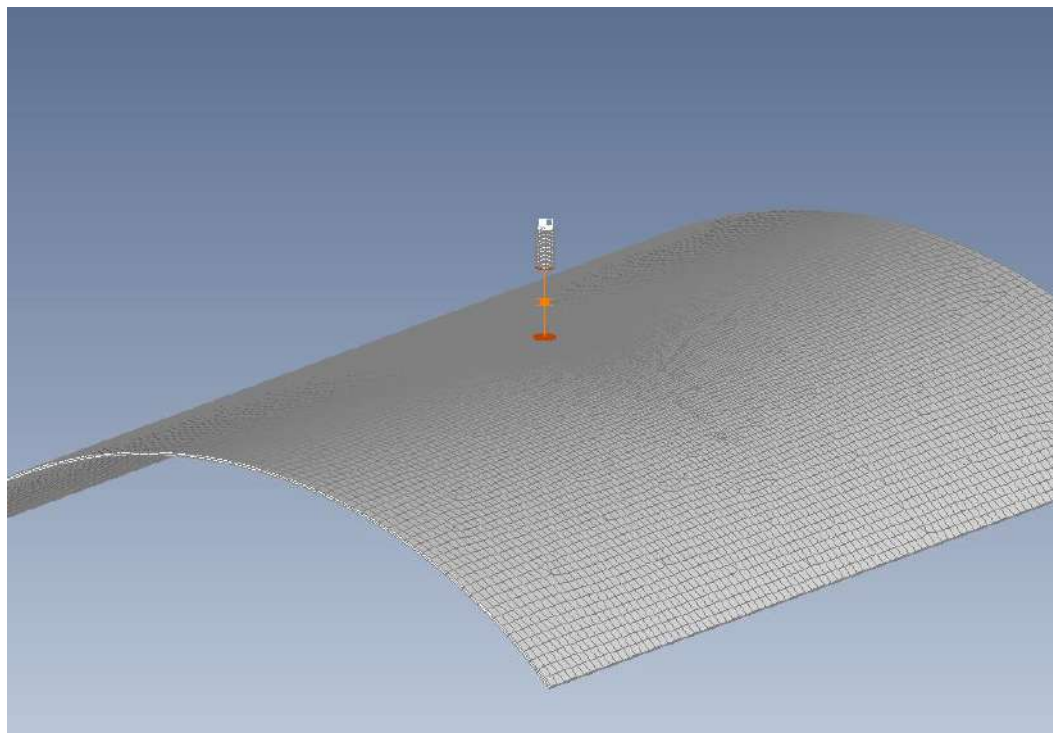


Рисунок 2.13 – Расчетная схема исследуемой части котла, не усиленной броневой пластиной

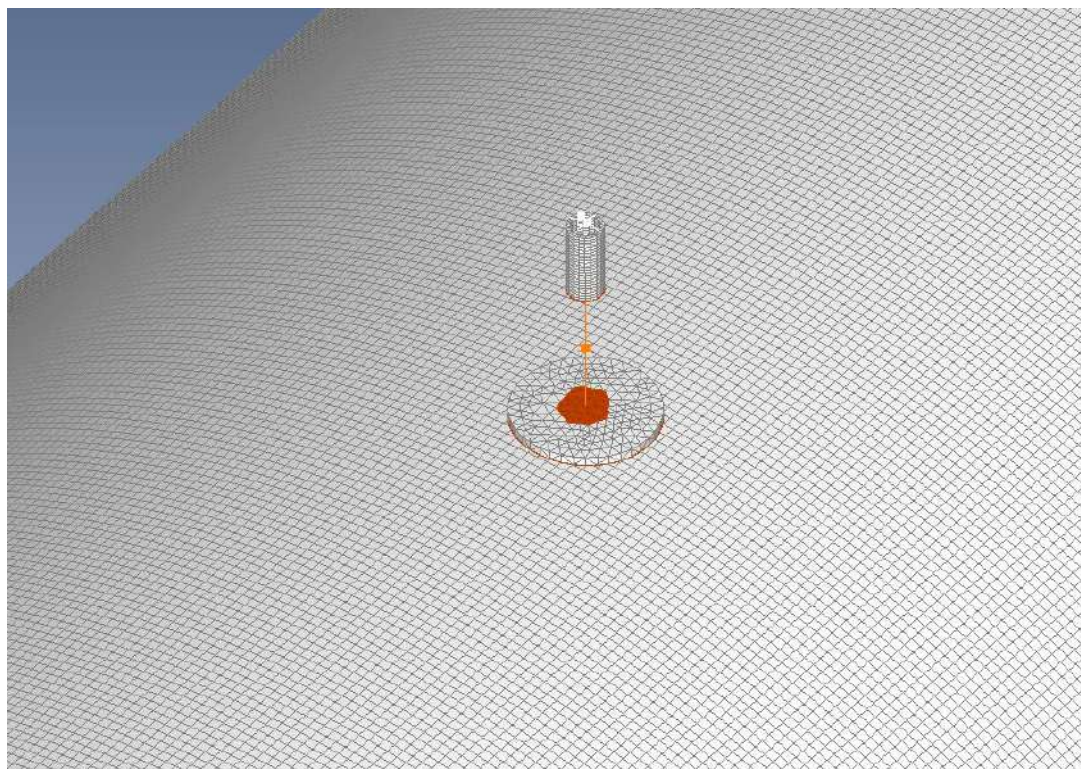


Рисунок 2.14 - Расчетная схема исследуемой части котла, усиленного броневой пластиной

- модуль упругости E материала котла при ударном действии пробойника не меняется;
- распределенная масса оболочки не учитывается.

2.9 Выводы по разделу 2

1 Сформирована математическая модель на основе уравнений теории упругости и теории пластического течения с мерой упрочнения в виде работы пластической деформации, позволяющая прогнозировать поведение котла при действии ударных локальных нагрузок.

2 Предложена методика моделирования пробоя котла вагоном-цистерны чужеродным телом, с помощью которой можно оценить НДС при ударе с учетом пластических свойств материала, разрабатывать меры по защите котла от пробоя и проводить анализ аварийных ситуаций.

3 Сформированы конечно-элементные схемы котла, используемые в предлагаемой методике для решения в программном комплексе FEMAP. Для генерации конечно-элементной сетки приняты для использования наиболее универсальные твердотельные тетраэдральные и шестигранные КЭ. Для моделирования контактного взаимодействия между листом котла и пробойником использованы контактные КЭ аппарата connect.

4 Рассчитана скорость удара в дуги безопасности при опрокидывании вагона. Скорость удара равна 1,835 м/с. Полученное значение скорости можно использовать при расчетах на пробой котла вагона-цистерны.

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ КОТЛА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ЦИСТЕРНЫ С УЧЕТОМ ПОЛЗУЧЕСТИ

В процессе эксплуатации в нижних зонах котла накапливаются остаточные деформации, что приводит к появлению карманов (рисунок 3.1). Такое явление можно объяснить процессом ползучести, возникающим за длительный период эксплуатации объекта.

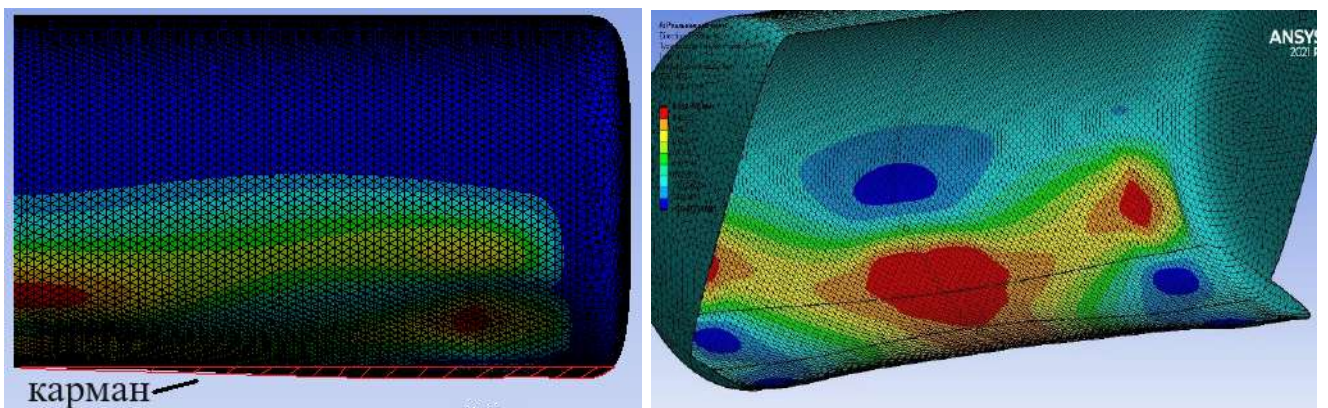


Рисунок 3.1 – Карман, образующийся вследствие возникновения остаточных деформаций

Для описания процесса ползучести материала, как правило используют технические теории. Технические теории основаны на параметрах, отыскиваемых при фиксированных значениях температур и напряжений. В своей сути такой подход позволяет установить зависимости между деформациями, напряжениями, их скоростями и временем. Для этого ограничивают количество параметров в системе, и высказывается предположение о функциональных зависимостях между ними. В первом разделе было сказано, что существует множество моделей ползучести, но в механике деформируемого тела используют в основном теорию течения, старения и упрочнения. Для решения задачи можно использовать кинематическую теорию Ю.Н. Работнова, учитывая, что теории течения, старения и упрочнения также можно получить из энергетического уравнения. Выбор же теории по сути, зависит от типа материала рассматриваемой конструкции. Так,

например, для сталей процесс ползучести рационально описать теорией течения или упрочнения, а в механике полимеров используют теорию наследственности.

В данной работе уравнение ползучести составлено согласно теории течения, которая предполагает зависимость между скоростью деформации, напряжением и временем при постоянной заданной температуре.

Задача решается по следующему алгоритму:

- составление уравнений ползучести по выбранной теории, варьируя значением скорости деформации ползучести от 0,01 до 0,1;
- создание модели котла с опорами в CAD-системе. Формирование расчетной схемы на основе модели котла;
- проведение серии расчетов для получения величин остаточных деформаций в опорных зонах котла. Выбор уравнения по полученным данным;
- проведение расчетов с различными техническими решениями на основе выбранного уравнения, определение объемов карманов и выборка лучшего варианта.

3.1 Математическая формулировка закона ползучести

Аналогично уравнению (2.40) и согласно ассоциированному закону течению [76], скорость деформации ползучести имеет следующую зависимость:

$$\xi_{ij}^c = \lambda \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (3.1)$$

ξ_{ij}^c – компоненты тензора скоростей деформации ползучести;

f – потенциал ползучести.

Подставив в формулу (2.26) компоненты скоростей деформаций в виде (3.1), получится:

$$\lambda = \sqrt{\frac{3}{2}} \frac{\xi_i^c}{\sqrt{\frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} \cdot \frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}}}}. \quad (3.2)$$

Из выражения (3.1) с учетом формулы (3.2) можно получить функцию f и, приравняв ее к нулю, получим уравнение поверхности ползучести. Функция f аналогична по смыслу уравнению (2.33) в теории пластичности.

Для изотропного материала, считая, что объем в процессе ползучести не изменяется, в функцию f входит только второй инвариант дивизора напряжений, что эквивалентно использованию условия Губера-Мизеса в теории пластичности:

$$\frac{\partial f}{\partial \sigma_{ij}} = \frac{\partial f}{\partial S_{ij}} = 3S_{ij}. \quad (3.3)$$

Таким образом формулу (3.2), учитывая, что $\sigma_i = \sqrt{\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij}}$, можно записать в виде:

$$\lambda = \frac{1}{2} \frac{\xi_i^c}{\sigma_i}. \quad (3.4)$$

Подставляя формулы (2.5), (3.3) и (3.4) в уравнение (3.1) определяется функциональное отношение составляющих скоростей деформаций ползучести от составляющих девиатора напряжений:

$$\xi_{ij}^c = \frac{3}{2} \frac{\xi_i^c}{\sigma_i} (\sigma_{ij} - \delta_{ij} \sigma_0). \quad (3.5)$$

Потенциал ползучести f зависит от второго инварианта девиатора напряжений, интенсивности скоростей деформаций ползучести и времени согласно теории течения. Поэтому функция f имеет вид:

$$f = \frac{3}{2} S_{ij} S_{ij} - [\Phi(\xi_i^c, t)]^2 = 0, \quad (3.6)$$

где $\Phi(\xi_i^c, t)$ – некоторая функция интенсивности скоростей деформирования и времени.

Проведя преобразование уравнения (3.6) аналогично (2.37), получаем:

$$\sigma_i = \Phi(\xi_i^c, t). \quad (3.7)$$

Уравнения (3.5) и (3.7) являются основными зависимостями в теории течения ползучести.

3.2 Определение параметров уравнения состояния ползучести

Для описания состояния ползучести выбирается закон [128] вида:

$$\xi^c = C_1 \sigma^{C_2} t^{C_3}, \quad (3.8)$$

где C_1, C_2, C_3 – постоянные ползучести (для сталей $C_1 > 0, C_2 > 1, \frac{1}{2} < C_3 \leq 1$).

Уравнение состояния ползучести (3.8) можно использовать для описания первого и второго режимов ползучести.

Постоянные C_1, C_2, C_3 вычисляются, используя справочные данные [34].

Для этого составляют систему из двух уравнений (3.9). Каждое уравнение описывает состояние системы в разный момент времени, как правило через 10000 (14.88 месяцев) часов и 100000 (148.81 месяцев) часов от момента приложения нагрузки:

$$\begin{cases} \xi^c = C_1 \sigma_{п1}^{C_2} t_1^{C_3}, \\ \xi^c = C_1 \sigma_{п2}^{C_2} t_2^{C_3}. \end{cases} \quad (3.9)$$

где $\sigma_{п1}, \sigma_{п2}$ – предел ползучести;

t_1, t_2 – рассматриваемые периоды времени работы системы под нагрузкой.

При составлении уравнений (3.9) принимают скорость деформаций ползучести ξ^c , согласно условиям поставленной задачи. Напряжения $\sigma_{п1}, \sigma_{п2}$ постоянны и принимаются согласно температуре в системе [34].

В данном исследовании температура конструкции при эксплуатации не превышает 100 °С, тогда как для сталей порог температуры, при которой начинает отчетливо проявляться ползучесть, равен 300 °С. При малых периодах действия нагрузки и невысоких уровнях температуры явление ползучести практически не проявляется [76], поэтому в качестве предела ползучести при 10000 часах можно

принять предел текучести. При повышении длительности нагружения предел выносливости материала снижается, в частности, при 100000 часов нагружения и температуре 100 °С предел ползучести составляет 242 МПа. Постоянную C_3 примем 0,5. Для получения качественной картины исследования для принятого уравнения сделаем расчет для значений C_3 от 0,5 до 1. Скорость деформации ползучести ξ^c будем варьировать от 0,01 до 0,1, что несколько шире возможного в эксплуатации [128].

Решая систему (3.9) относительно C_1 и C_2 , можно получить следующие формулы:

$$C_2 = \frac{C_3 \log_{10} \frac{t_2}{t_1}}{\log_{10} \frac{\sigma_{п1}}{\sigma_{п2}}}. \quad (3.10)$$

$$C_1 = \frac{\xi^c}{\sigma_{п1}^{C_2} t_1^{C_3}} = \frac{\xi^c}{\sigma_{п2}^{C_2} t_2^{C_3}}. \quad (3.11)$$

В таблице 3.1 приведены уравнения состояния ползучести:

Таблица 3.1 - Уравнения состояния ползучести

№	Принятые параметры модели ползучести	Уравнение состояния ползучести
1	2	3
1	$\xi^c = 0,01,$ $\sigma_{п1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{п2} = 242 \text{ Мпа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 4,427 \cdot 10^{-31} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
2	$\xi^c = 0,02,$ $\sigma_{п1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{п2} = 242 \text{ Мпа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 9,8853 \cdot 10^{-31} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
3	$\xi^c = 0,03,$ $\sigma_{п1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{п2} = 242 \text{ Мпа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 1,4828 \cdot 10^{-30} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$

Продолжение таблицы 3.1

1	2	3
4	$\xi^c = 0,04,$ $\sigma_{n1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{n2} = 242 \text{ МПа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 1,9771 \cdot 10^{-30} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
5	$\xi^c = 0,05,$ $\sigma_{n1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{n2} = 242 \text{ МПа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 2,4713 \cdot 10^{-30} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
6	$\xi^c = 0,06,$ $\sigma_{n1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{n2} = 242 \text{ МПа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 2,9656 \cdot 10^{-30} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
7	$\xi^c = 0,07,$ $\sigma_{n1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{n2} = 242 \text{ МПа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 3,4599 \cdot 10^{-30} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
8	$\xi^c = 0,08,$ $\sigma_{n1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{n2} = 242 \text{ МПа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 3,9541 \cdot 10^{-30} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
9	$\xi^c = 0,09,$ $\sigma_{n1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{n2} = 242 \text{ МПа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 4,4484 \cdot 10^{-30} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
10	$\xi^c = 0,1,$ $\sigma_{n1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{n2} = 242 \text{ МПа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,5$	$\xi^c = 4,9427 \cdot 10^{-30} \sigma^{3,2467} t^{0,5}$
11	$\xi^c = 0,05,$ $\sigma_{n1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{n2} = 242 \text{ МПа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,6$	$\xi^c = 5,4741 \cdot 10^{-36} \sigma^{3,8961} t^{0,6}$

Продолжение таблицы 3.1

1	2	3
12	$\xi^c = 0,05,$ $\sigma_{п1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{п2} = 242 \text{ Мпа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 0,7$	$\xi^c = 1,1961 \cdot 10^{-41} \sigma^{4,5455} t^{0,7}$
13	$\xi^c = 0,05,$ $\sigma_{п1} = 345 \text{ МПа},$ $\sigma_{п2} = 242 \text{ Мпа},$ $t_1 = 10000 \text{ ч},$ $t_2 = 100000 \text{ ч}, C_3 = 1$	$\xi^c = 1,2577 \cdot 10^{-58} \sigma^{6,4933} t^1$

Уравнения из таблицы 3.1, программируются в программный комплекс и проводится серия расчетов, позволяющая получить величину остаточных деформаций в котле цистерны при длительном действии гидростатической нагрузки (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Остаточные деформации в зоне лежней

Вариант	Деформация в области лежневых опор по дну котла, см
№ 1	1,25
№ 2	2,05
№ 3	2,76
№ 4	3,43
№ 5	4,03
№ 6	4,64
№ 7	5,23
№ 8	5,71
№ 9	6,27
№ 10	6,89
№ 11	1,27
№ 12	0,52
№ 13	0,12

Тот вариант уравнения, который дает максимально близкие результаты по отношению к опытным данным [117], будет принят за уравнение состояния ползучести для решения поставленной задачи. Согласно таблице 3.2 наиболее близкий результат к опытным данным, согласно которым остаточные деформации, возникающие при длительном действии гидростатической нагрузки, в крайних опорных узлах составляют от 3,8 до 4,2 см [117], дает уравнение состояния ползучести под номером 5.

3.3 Расчетная схема и принятые допущения

Для расчета рассматривается котел четырехосной цистерны. Расчетная схема представлена на рисунке 3.2.

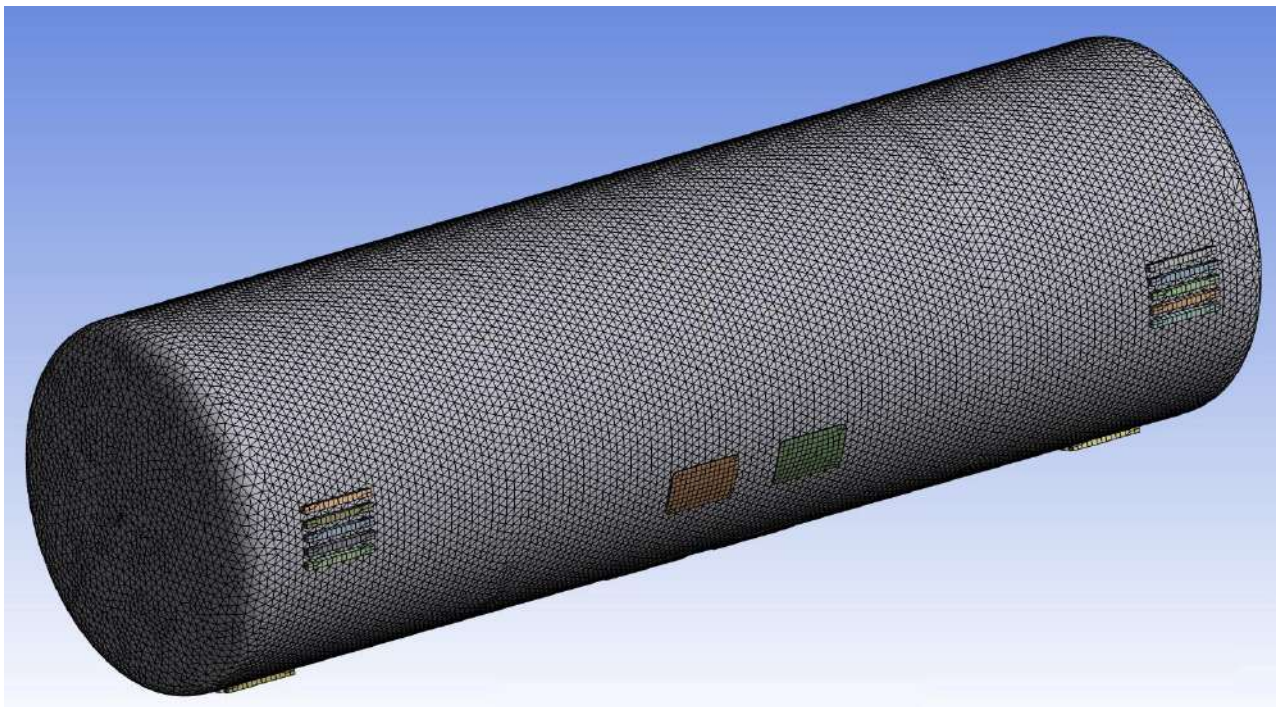
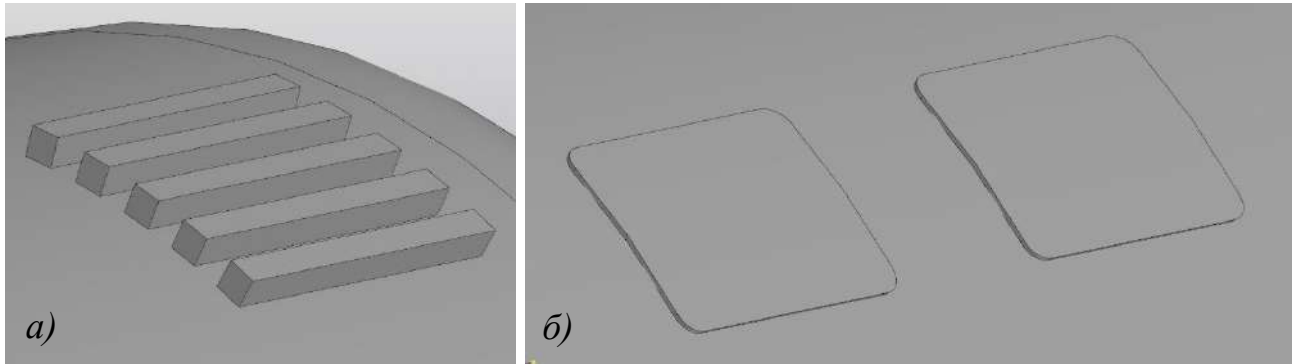


Рисунок 3.2 – Конечно-элементная схема котла для определения остаточных деформаций

Расчетная схема представляет из себя конечно-элементную модель котла с деревянными лежнями и центральными лапами. Контакт между опорами и наружной поверхностью котла осуществлен с помощью контактных конечных

элементов TARGE170 и CONTA174. При генерации конечно-элементной сетки использовались тетраэдральные конечные элементы.

На рисунке 3.3 изображены опорные узлы котла. Крайние опоры представляют из себя ложемент в виде деревянных брусков, контактирующих с котлом, в количестве 5 штук в каждой ложе. Центральные опоры смоделированы в виде 4 металлических листов, контактная площадь которых равна 3000 см^2 .



а – деревянные лежни; б – центральные опоры

Рисунок 3.3 – Опорные узлы котла

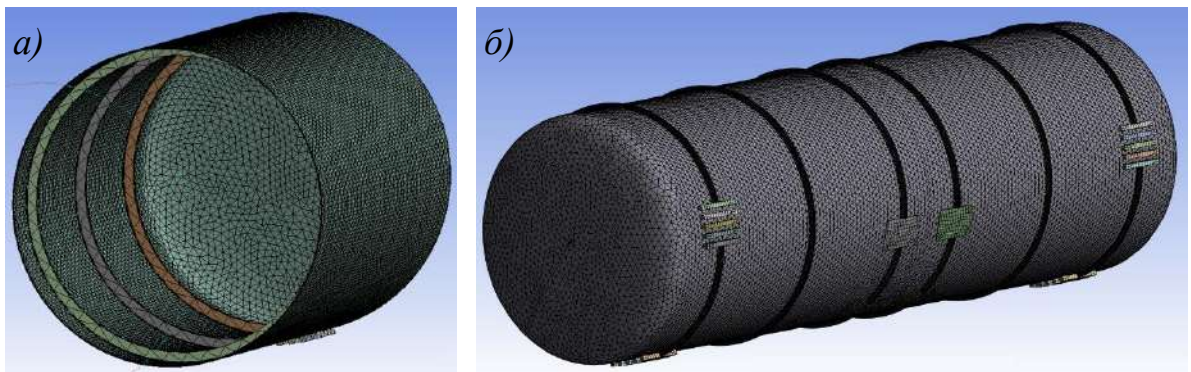
Нагрузка в расчетной схеме распределена по площади поверхностей лежней и лап. Приложенная распределенная сила равна внутренним силам, возникающим в опорах. Распределенная нагрузка определяется из статического расчета на прочность.

Исходные данные и допущения:

- не учитывается переменность толщины листов котла;
- не учитываются горловины и сливной уклон;
- материал задается изотропным, свойства соответствуют стали марки 17ГС [34]: модуль Юнга 200000 МПа , предел текучести 345 МПа , временное сопротивление 510 МПа . Учитывается ползучесть материала;
- температура конструкции не превышает $100 \text{ }^\circ\text{C}$;
- гравитационная нагрузка от массы груза аппроксимируется распределенной силой по площади опор (подраздел 3.4);
- математическая модель котла принимается такой же как в разделе 2.

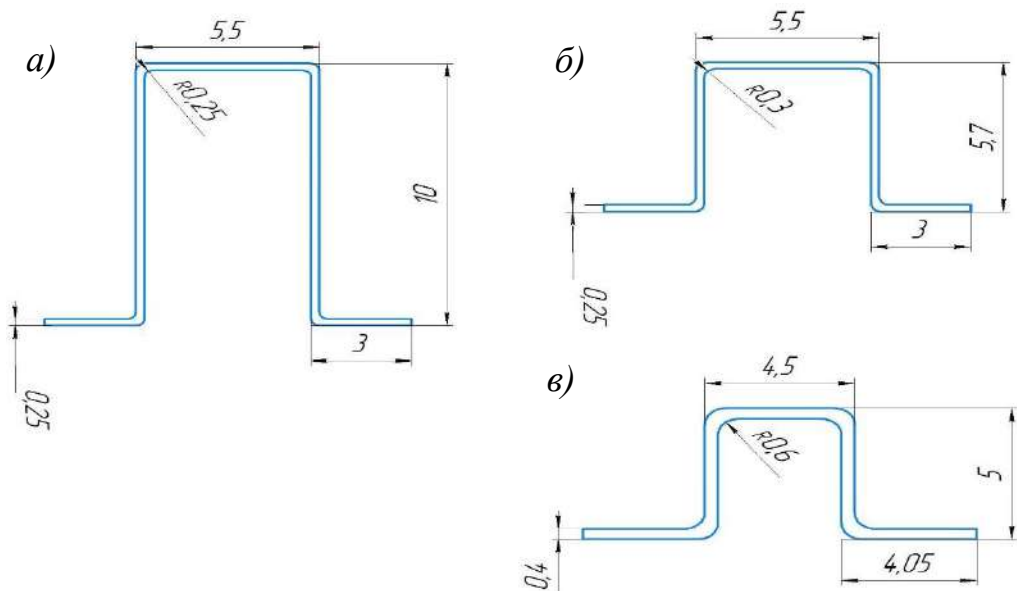
Далее приведены расчетные схемы технических решений, которые могут снизить влияние остаточных деформаций на НДС котла. Очевидно, одним из способов достичь меньшей величины остаточных деформаций котла, тем самым увеличивая срок службы, является увеличение прочности и жесткости котла. Для этого рассмотрим следующие конструктивные решения.

1 Внутренние или разрезные внешние шпангоуты. Расчётные схемы представлены на рисунке 3.4. На рисунке 3.5 можно наблюдать профили шпангоута [35].



а – внутренние шпангоуты; б – внешние шпангоуты

Рисунок 3.4 – Конечно-элементная модель котла, усиленного шпангоутами



а – профиль 5,5×10×0,25; б – профиль 5,5×5,7×0,25; в – 4,5×5×0,4

Рисунок 3.5 – Корытный профиль шпангоута (размеры в см)

2 Увеличение толщины листов котла.

3 Усиливающие тяги внутри котла (рисунок 3.6).

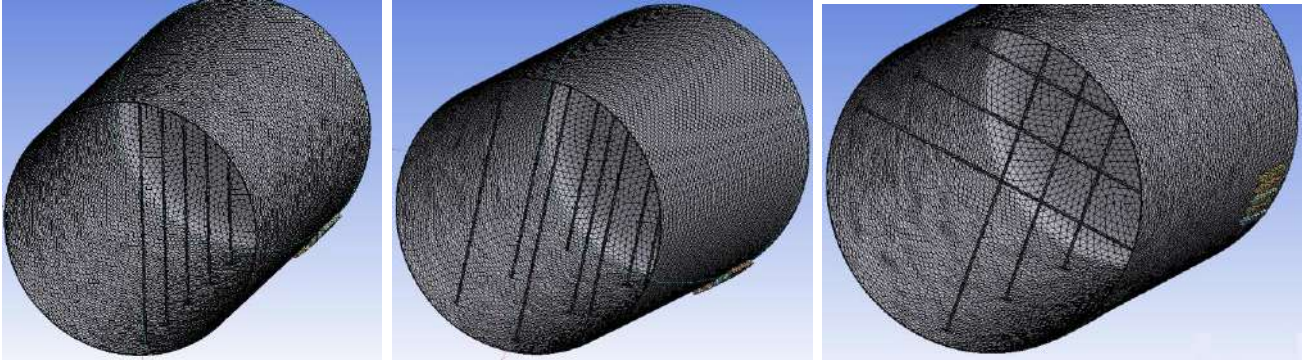


Рисунок 3.6 – Конечно-элементные модели котла, усиленного тягами

4 Броневой лист в контактной зоне лежневых опор (рисунок 3.7).

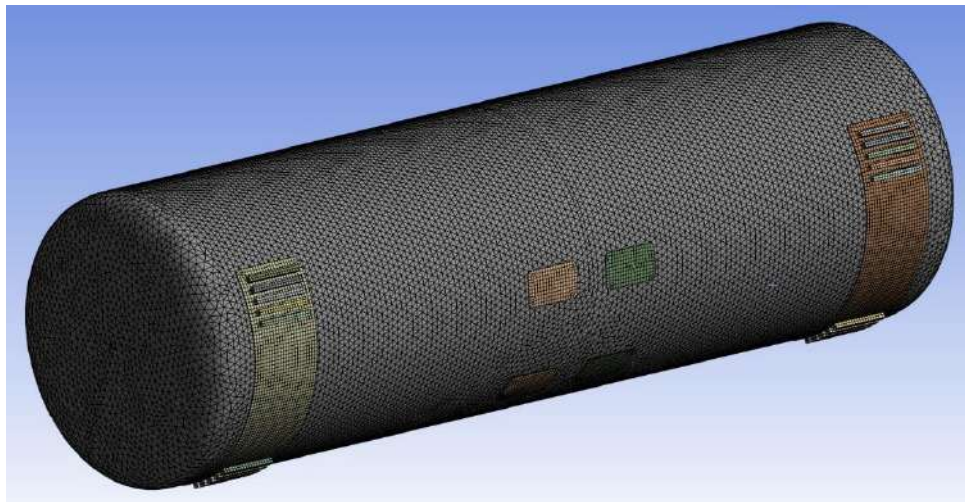


Рисунок 3.7 – Конечно-элементная модель котла, усиленного броневыми листами

Броневые листы посредством сварки монтируются к поверхности котла в крайних опорных узлах, между внешней поверхностью котла и деревянными лежнями.

3.4 Моделирование силовой схемы

Силовая схема моделируется в виде распределённых сил по площади опор. Вектор сил направлен по радиусу к центру котла. Величина сил соответствует величине реакций в опорах при нагружении системы гравитационной нагрузкой

(вес жидкого груза). Для определения реакций в опорах необходимо решить задачу по определению внутренних сил в системе от воздействия гравитационной нагрузки. Расчетная схема приведена на рисунке 3.2.

Исходные данные и допущения:

- расчет статический и линейный;
- масса жидкого груза составляет 60 тонн, гравитационная нагрузка смоделирована распределенной нагрузкой по дну котла;
- радиус котла 1,5 м, толщина котла 1 см;
- контактные области аппроксимированы контактными элементами типа CONTA174 и TARGE170.

На рисунках 3.8 – 3.10 приведены результаты расчета. Конечные элементы залиты цветом, соответствующим значению реакций опорных узлов на элементе. На рисунке 3.9 и 3.10 приведены значения сил реакций на каждый элемент, имеющий опорные узлы.

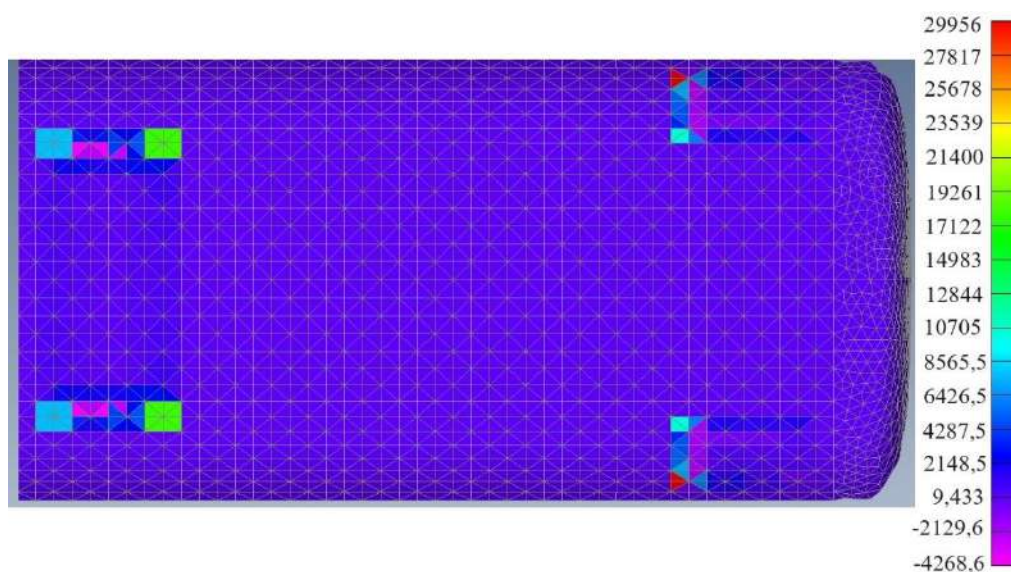


Рисунок 3.8 – Максимальная сила реакции на узлах КЭ

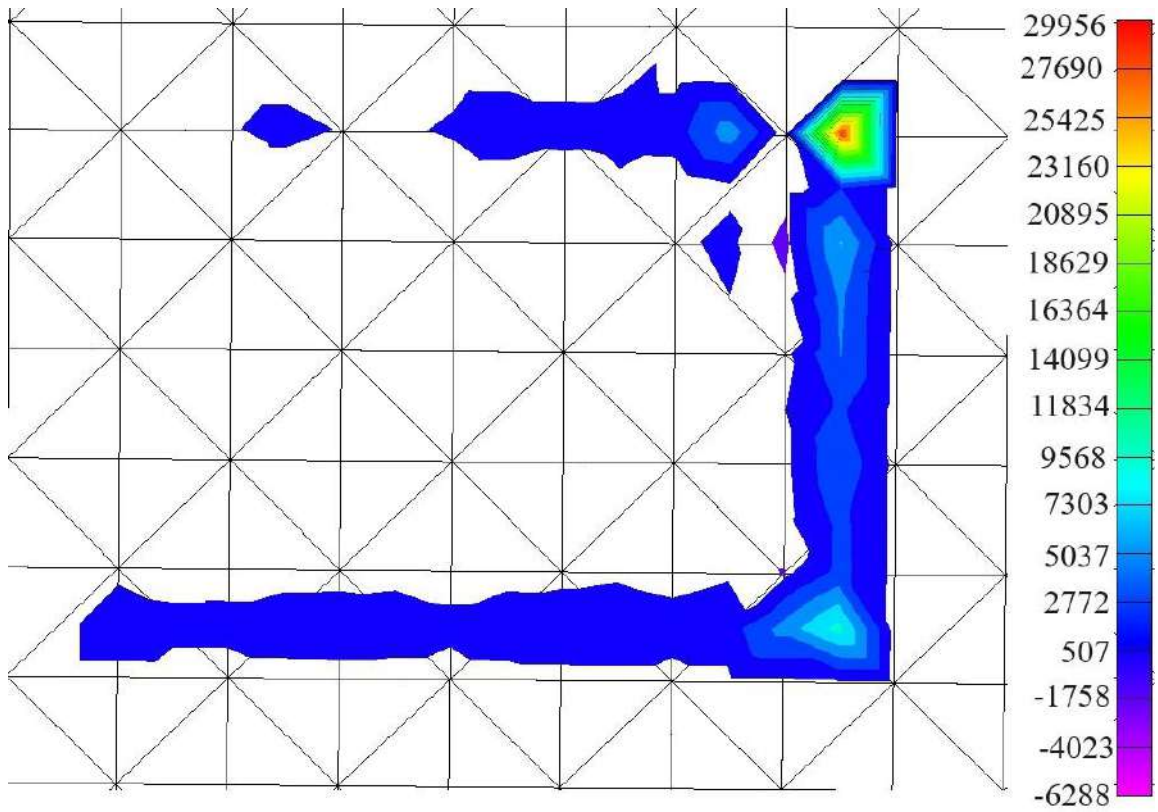


Рисунок 3.9 – Изоповерхности сил реакций в центральном опорном узле

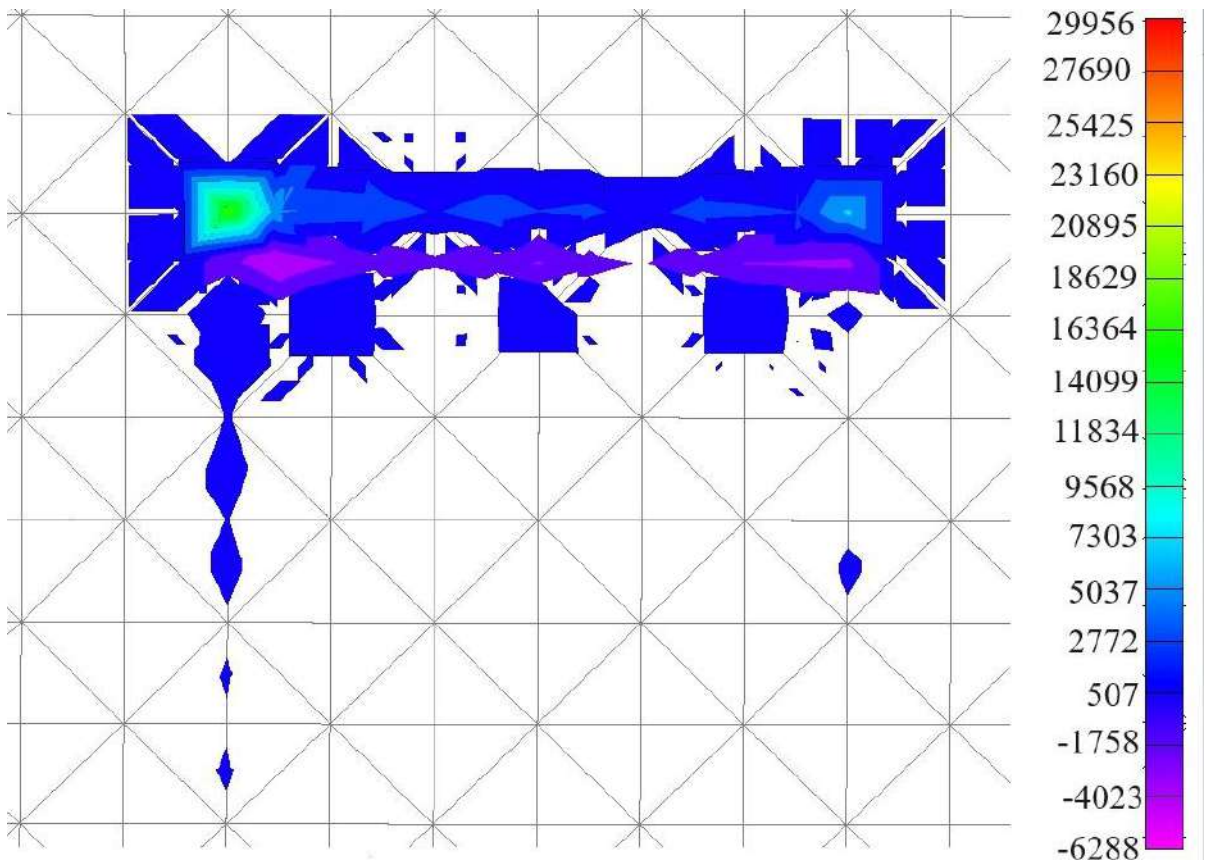


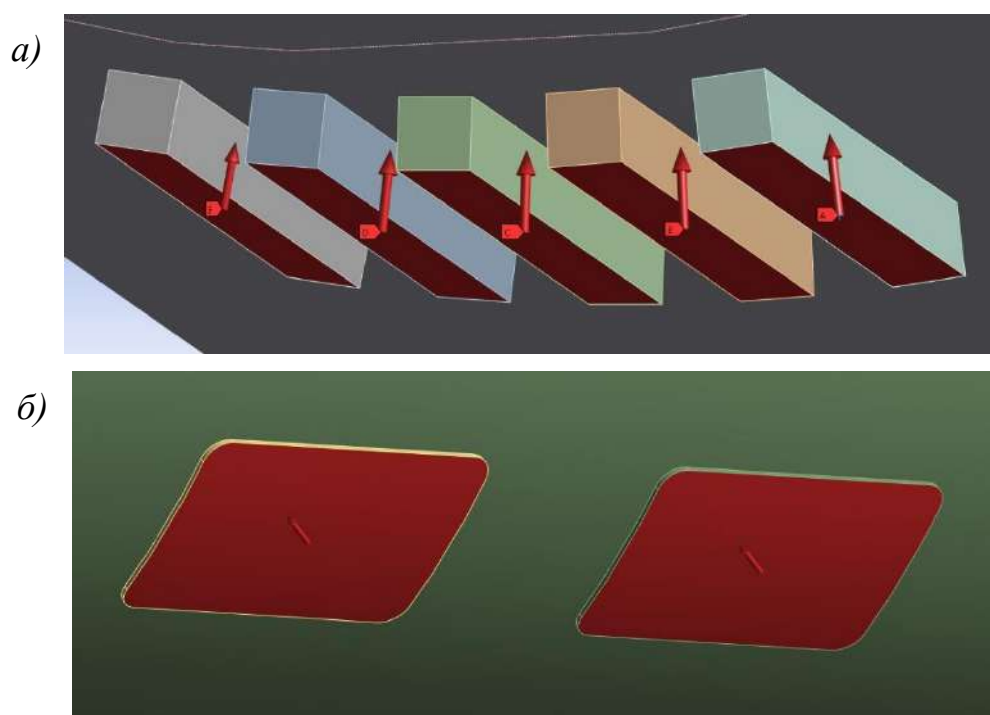
Рисунок 3.10 – Изоповерхности сил реакций в зоне лежней

Для определения величины силы реакций, приходящейся на опору, необходимо просуммировать реакции на отдельных элементах. Учитывая симметричное расположение опор, можно получить силы (таблица 3.3), необходимые для решения поставленной задачи.

Таблица 3.3 – Силы реакций опор

Тип опоры	Суммарная сила реакции, Н
Центральная опора	93023,01
Лежневые опоры	206254,74

Силы реакций из таблицы 3.3 задаются в расчетных схемах, как равномерно распределённая по площади опор нагрузка (рисунок 3.11).



а – деревянные лежни; б – центральные опоры

Рисунок 3.11 – Равномерно распределенная нагрузка

Каждый деревянный брусок крайнего опорного узла нагружается распределенной нагрузкой, равной 20625,5 Н. В центральном опорном узле каждый опорный лист нагружается распределенной нагрузкой, равной 23255,8 Н.

3.5 Методика определения объема оставшегося груза в кармане

Для поиска эффективного решения по снижению остаточных деформаций в котле цистерны, необходимо для каждого рассматриваемого варианта вычислить показатель, который будет характеризовать эффективность использования вагона. Таким показателем может выступать объем остающегося груза в карманах котла после слива.

Вагон-цистерна симметрична относительно своего центра, поэтому рассматривается только половина конструкции. Методика состоит из следующих шагов.

1 Разбиение нижней части котла с карманом на участки равной длины (рисунок 3.12). Длина участка должна быть не меньше минимального линейного размера КЭ. Количество участков влияет на точность результата и трудоемкость расчета.

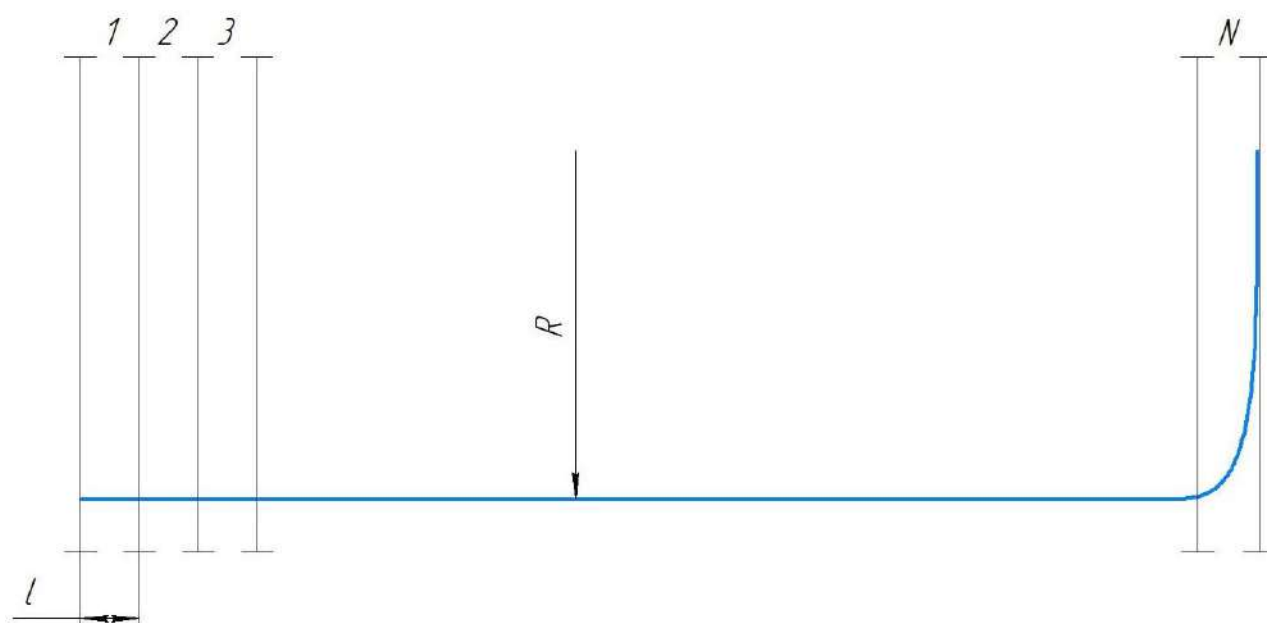


Рисунок 3.12 – Деление котла радиусом R на секции длиной l

2 На участке 1 (рисунок 3.12) с помощью специальных инструментов САЕ-системы необходимо определить величину деформации по узлам в начале участка

в радиусной кривой (рисунок 3.13). Узлы на рисунке 3.13 расположены вдоль окружности радиусом R . Количество узлов влияет на точность результата.

3 Полученные деформации складываются с координатами узлов до деформирования котла. Координаты узлов до деформирования определяются из рисунка 3.13. В итоге можно получить поперечный профиль котла после деформирования на рассматриваемом участке 1 (рисунок 3.14).

4 Далее необходимо совместить рассчитанный профиль с уровнем слива (рисунок 3.14), получив при этом площадь на рассматриваемом участке 1, которая определяет границы поперечного сечения кармана на участке 1.

5 Необходимо определить значение площади, ограниченной линиями деформации и слива, на участке (рисунок 3.14): кривая аппроксимируется полиномиальной функцией, составляется определенный интеграл, решаемый формулой Ньютона-Лейбница, пределы интегрирования находятся из рисунка 3.14.

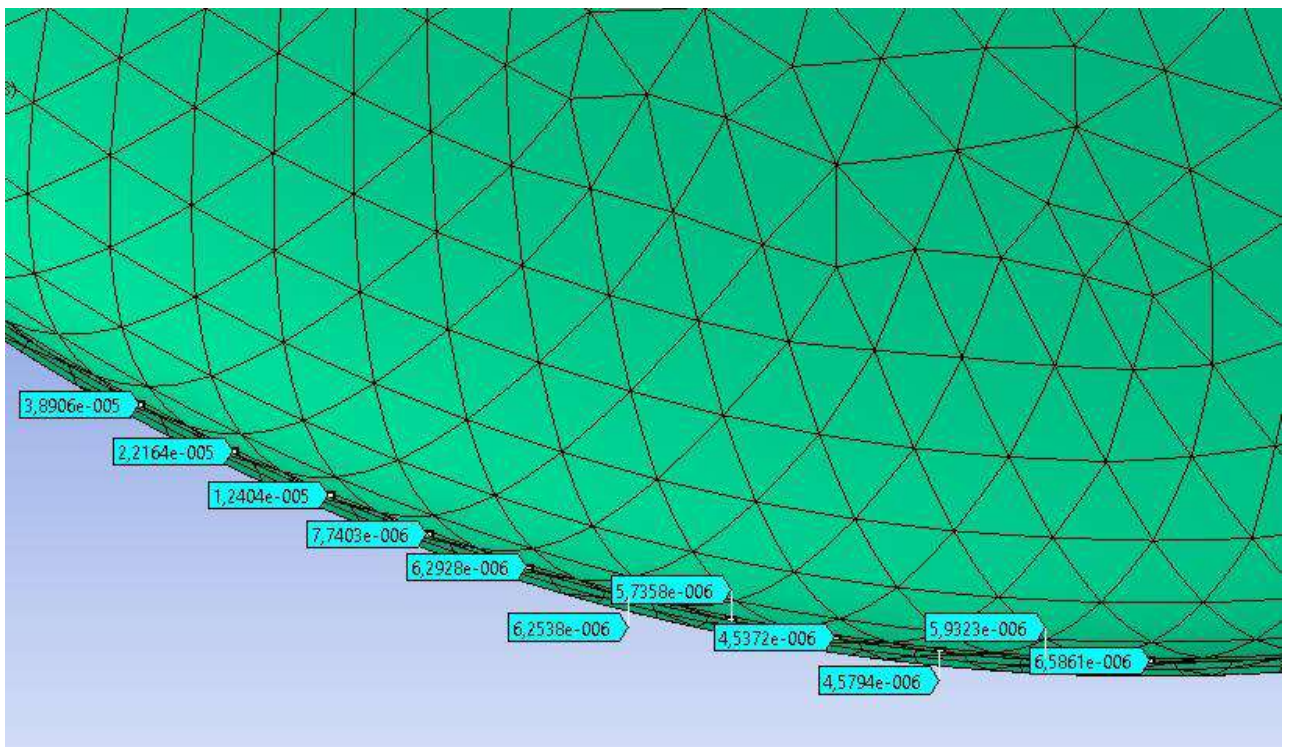


Рисунок 3.13 – Значения узловых деформаций вдоль направляющей котла

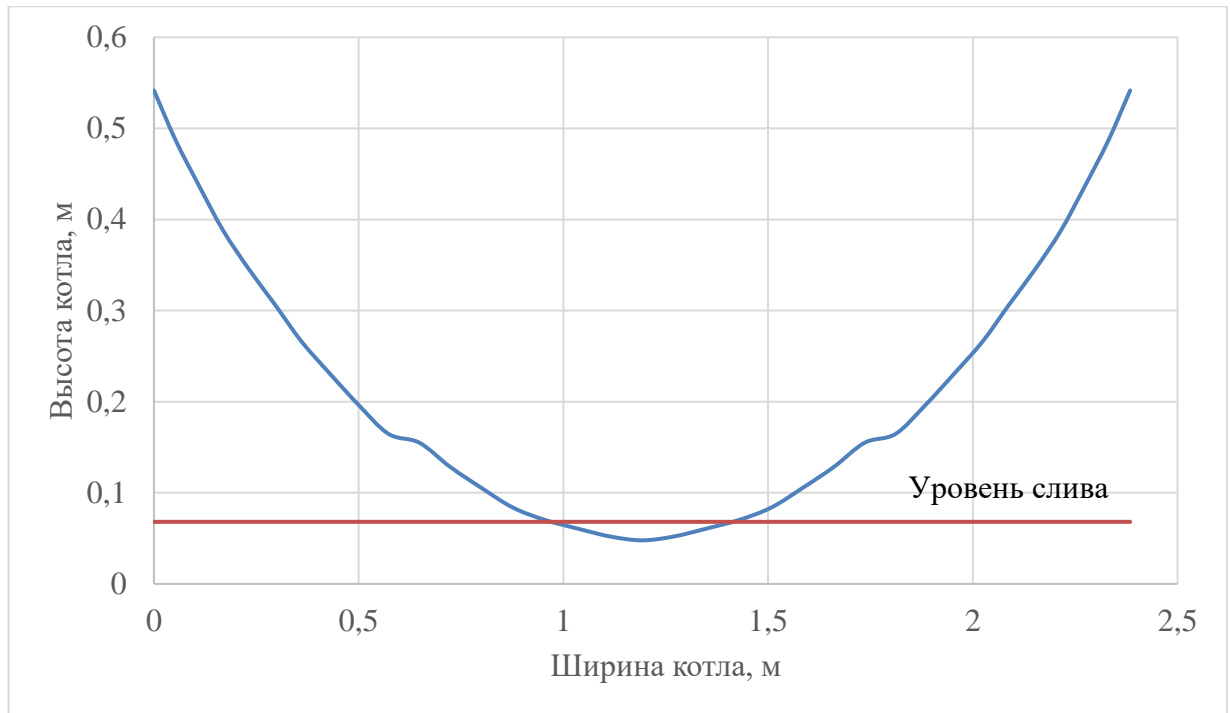


Рисунок 3.14 – Площадь, образуемая профилем котла после деформации и линией слива

6 Шаги 2 – 5 необходимо повторить для всех участков.

7 Построение кривой $f^s(l)$ в декартовой системе координат, откладывая по оси ординат значения площадей, полученных в пункте 5, а по оси абсцисс расстояние от начала отсчета до конца участка (таблица 3.4, рисунок 3.15).

Таблица 3.4 – Данные для построения кривой $f^s(l)$

Номер участка	Полудлина котла, м	Площадь поперечного сечения кармана, м ²
1	2	3
1	0	0,049409826
2	0,286	0,052233928
3	0,572	0,069053424
4	0,858	0,075252417
5	1,144	0,07545211
6	1,43	0,066347842
7	1,716	0,057508947
8	2,002	0,059858157

Продолжение таблицы 3.4

1	2	3
9	2,288	0,051084112
10	2,574	0,040830605
11	2,86	0,032468131
12	3,146	0,023768796
13	3,432	0,015569482
14	3,718	0,010270256
15	4,004	0,004269974
16	4,29	0,000599898
17	4,576	0,000215005
18	4,862	0,0000084
19	5,148	0

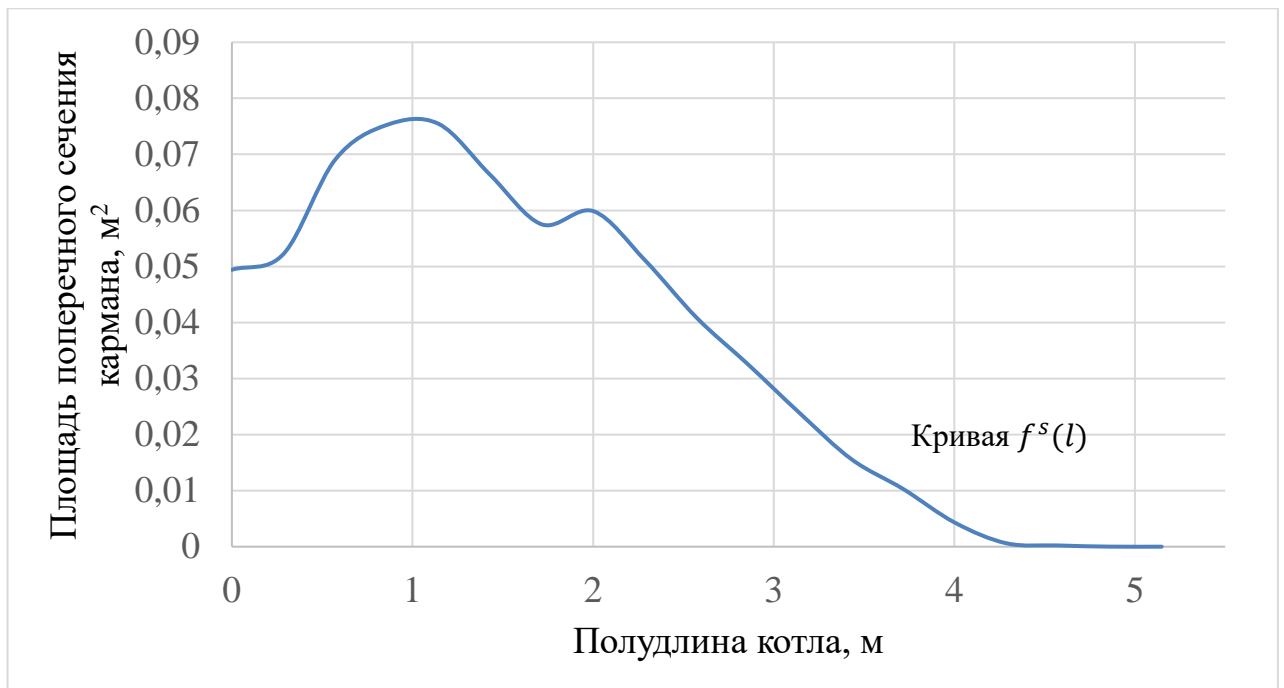


Рисунок 3.15 – Зависимость площади, ограниченной линиями деформации и слива, от длины котла

8 Далее необходимо найти площадь фигуры, ограниченной кривой $f^s(l)$ и осью абсцисс. Полученное значение является объемом кармана, по которому оценивается эффективность рассматриваемых решений по снижению остаточных деформаций.

3.6 Выводы по разделу 3

1 Предложена методика моделирования остаточных деформаций котла вагона-цистерны, позволяющая оценить НДС с учетом ползучести материала.

2 Сформировано уравнение ползучести согласно теории течения ползучести для изотропного тела, рекомендуемое для моделирования остаточных деформаций при длительном действии нагрузок у конструкций из стали 17ГС, работающих при температурах не превышающих 100 °С. Это уравнение в дальнейшем было использовано в системе ANSYS для решения задачи.

3 Предложены технические решения, позволяющие уменьшить величину остаточных деформаций. На их основе сформированы конечно-элементные схемы котла для моделирования остаточных деформаций. Для генерации конечно-элементной сетки приняты для использования твердотельные тетраэдральные КЭ. Для моделирования контактного взаимодействия между котлом и опорами использованы контактные конечные элементы CONTA 174 и TARGE 170.

4 Предложена методика определения объема кармана, в котором остается жидкий груз в котле после слива. Данную методику можно использовать для оценки экономической эффективности вагона-цистерны.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОТЛА ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ПРИ ДЕЙСТВИИ ЛОКАЛЬНЫХ НАГРУЗОК С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНЫХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА

Удар дугой безопасности в котел происходит при взаимодействии дуг с другими транспортными объектами в аварийной ситуации [42, 118]. Данное взаимодействие выражается, во-первых, в ударе, направленном нормально к поверхности оболочки, а, во-вторых, в действии изгибающего (выворачивающего) момента от дуг безопасности.

В работе [118] предложено укрепить зону контакта дуги и котла броневой пластиной, а арматуру монтировать на броневую пластину через кронштейн, что даст дуге свободный ход при ударных нагрузках, тем самым препятствуя воздействию непосредственно на котел. Кроме того, на ситуацию при ударе может повлиять конструктивная форма броневой пластины и ориентация пластины на котле. В настоящей работе проведено исследование для обоснования применения броневой пластины и выбора ее параметров.

Для решения задачи пробоя котла инородным телом был использован программный комплекс FEMAP. Расчетная модель сформирована из твердотельных конечных элементов. В модели были учтены пластические свойства материалов. Решение проводилось в расширенном нелинейном статическом решателе NX NASTRAN.

Для расчета остаточных деформаций ползучести использовался программный комплекс ANSYS. Модель ползучести была принята согласно теории течения ползучести. Решение проводилось в модуле Structural Mechanics.

Результаты моделирования опубликованы в работах [109, 110, 111].

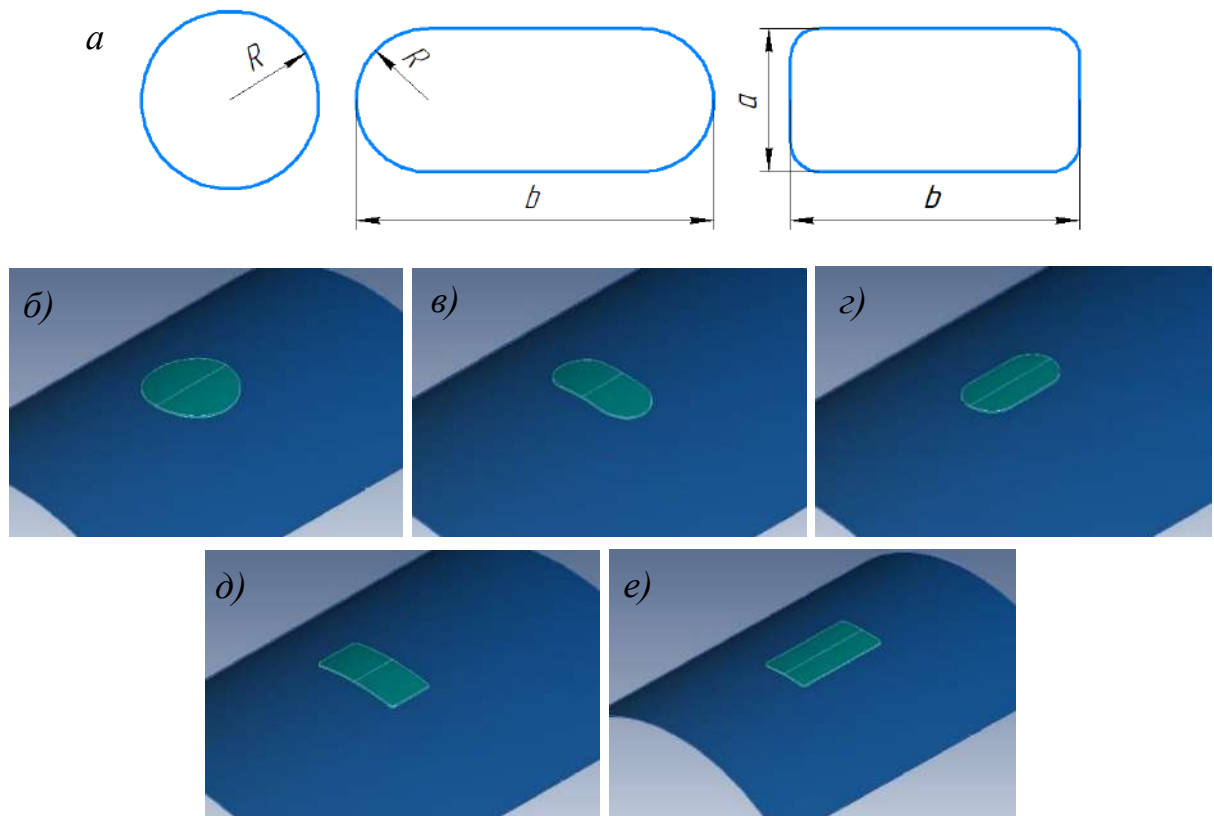
4.1 Оценка влияния формы и размеров броневой пластины на напряженно-деформированное состояние котла вагона-цистерны при действии ударной нагрузки

Итоги исследований о влиянии формы и размеров броневой пластины на НДС котла при воздействии ударной нагрузки изложены в [109, 110]. Геометрические размеры броневой пластины (рисунок 4.1) варьируются: для круглой пластины – $R = 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40$ см, для овальной пластины ($R \times b$ см) – $5 \times 20, 7,5 \times 30, 10 \times 40, 12,5 \times 50, 15 \times 60, 20 \times 80$, для прямоугольной пластины ($a \times b$ см) – $10 \times 20, 15 \times 30, 20 \times 40, 25 \times 50, 30 \times 60, 40 \times 80$.

Расчетная модель формировалась в программе отдельно для каждого варианта. Сравнение вариантов и оценка их эффективности выполнена по максимальным деформациям в момент разрушения оболочки в зоне удара пробойником. Чем больше деформация при ударе пробойником в котел в момент разрушения, тем больше кинетической энергии пробойника переходит в работу пластической деформации листа котла. Лист котла при этом не разрушается, а пластически деформируется. Критическое состояние до начала разрушения наступает при достижении напряжения предела прочности материала.

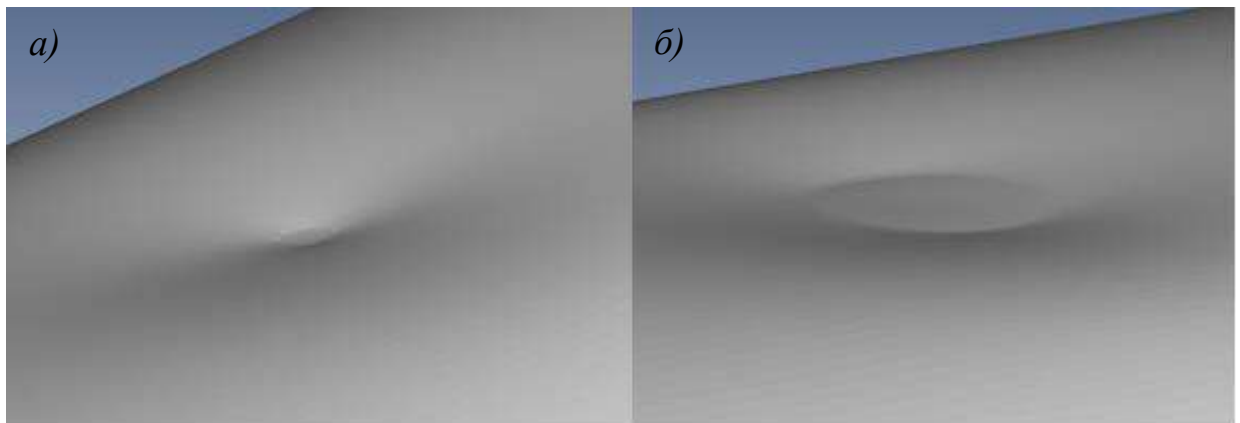
На основе результатов расчетов, получена качественная картина распределения напряжений в зоне удара. На рисунке 4.2 представлена форма вмятины от удара.

Вмятина, образуемая в котле при ударе в вариантах с броневой пластиной, имеет конфигурацию, соответствующую форме и площади броневой пластины. Без усиления пластиной вмятина имеет малую площадь, увеличивается контактное давление в зоне удара. Пробойник в случае без пластины проникает в оболочку как «иголлка». Броневая пластина обеспечивает снижение давления от пробойника на лист котла при ударе. Тем самым увеличивается деформация котла до момента разрушения.



а – геометрические параметры броневых пластин; б – круглая броневая пластина; в – овальная броневая пластина с поперечным расположением; г – овальная броневая пластина с продольным расположением; д – прямоугольная броневая пластина с поперечным расположением; е – прямоугольная броневая пластина с продольным расположением

Рисунок 4.1 – Формы броневой пластины



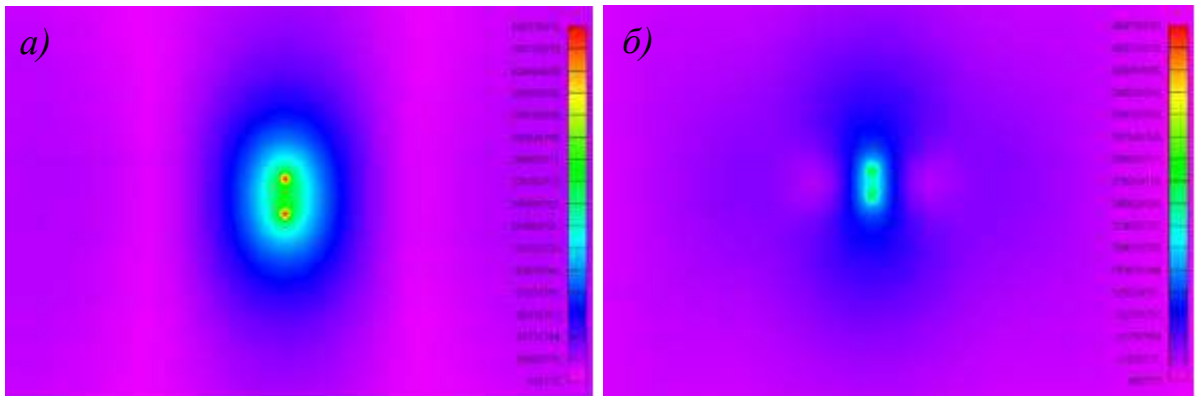
а – без броневой пластины; б – с броневой пластиной

Рисунок 4.2 – Форма вмятины от удара

На рисунках 4.3 – 4.8 представлены поля напряжений в зоне удара в момент разрушения. Красные зоны определяют локализацию максимального напряжения и, соответственно, место разрушения листа. В частности, на рисунке 4.3а узлы с наибольшими напряжениями отмечены красными точками, подобная локализация,

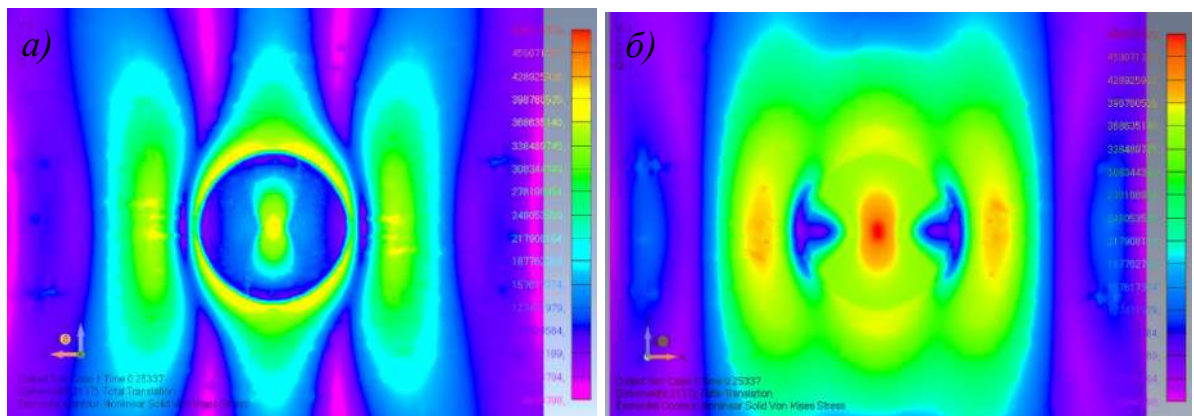
связана с особенностью конечно-элементной аппроксимации и особенностью взаимодействия пробойника с оболочкой. В вариантах с круглой броневой пластиной и пластин с радиальным расположением разрушение происходит в зоне контакта пробойника и листа оболочки. В вариантах с расположением пластины вдоль котла разрушение происходит вдоль кромок броневой пластины.

На рисунках 4.9 – 4.14 представлены деформации в зоне удара пробойником массой 10 тонн. Деформации позволяют судить о том, какая часть энергии удара перешла в работу пластической деформации, отображая способность конструкции пластически деформироваться, не разрушаясь.



а – наружная поверхность котла; б – внутренняя поверхность котла

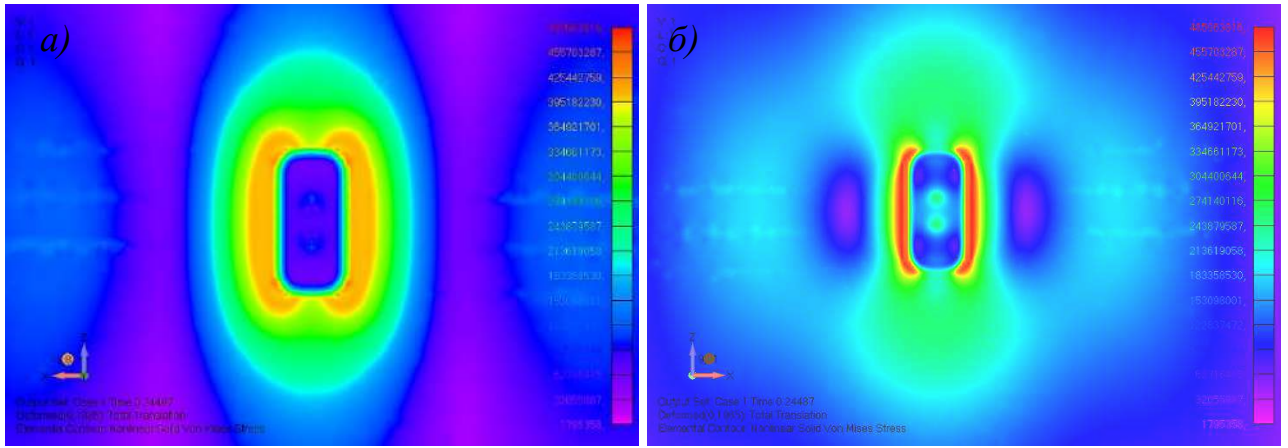
Рисунок 4.3 – Напряжения по Мизесу в варианте без броневой пластины



а – наружная поверхность котла; б – внутренняя поверхность котла

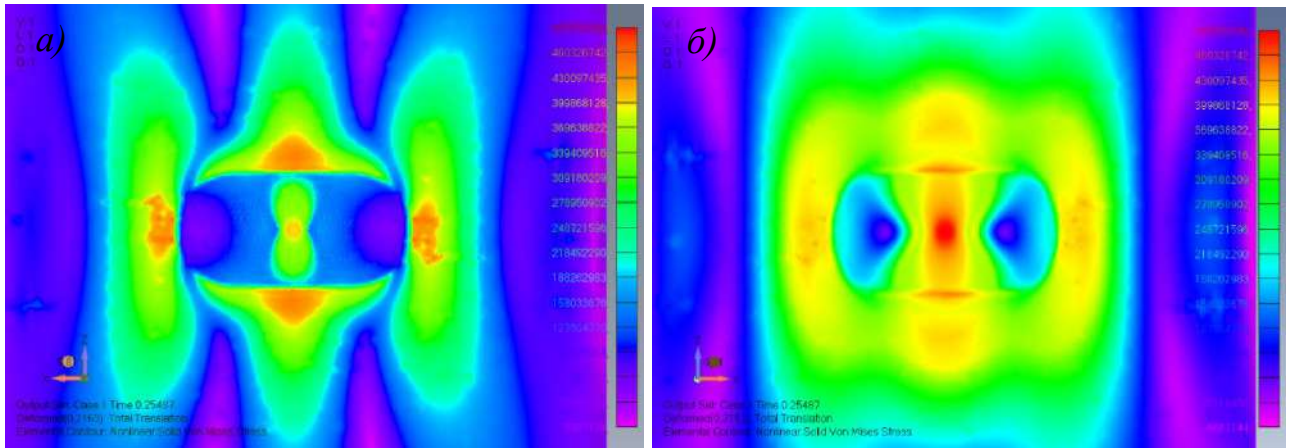
Рисунок 4.4 – Напряжения по Мизесу в варианте с круглой броневой пластиной

б)



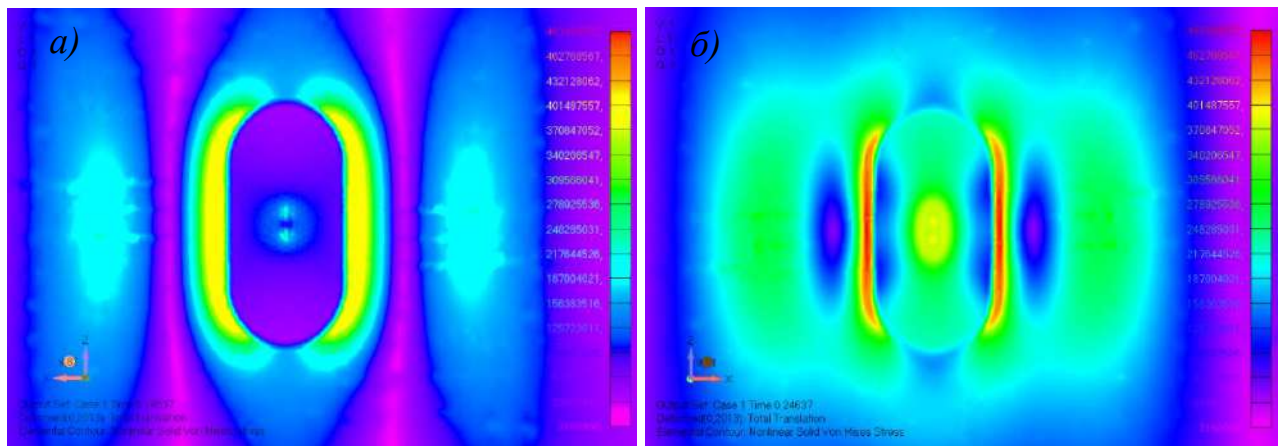
а – наружная поверхность котла; *б* – внутренняя поверхность котла

Рисунок 4.5 – Напряжения по Мизесу в варианте с прямоугольной броневой пластиной, расположенной вдоль котла



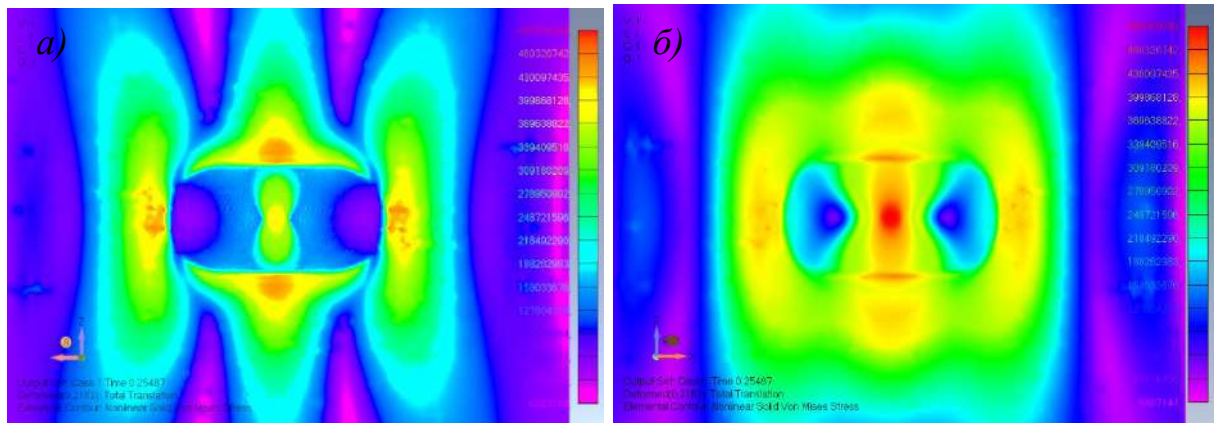
а – наружная поверхность котла; *б* – внутренняя поверхность котла

Рисунок 4.6 – Напряжения по Мизесу в варианте с прямоугольной броневой пластиной, расположенной поперек котла



а – наружная поверхность котла; *б* – внутренняя поверхность котла

Рисунок 4.7 – Напряжения по Мизесу в варианте с овальной броневой пластиной, расположенной вдоль котла



а – наружная поверхность котла; *б* – внутренняя поверхность котла

Рисунок 4.8 – Напряжения по Мизесу в варианте с овальной броневой пластиной, расположенной поперек котла

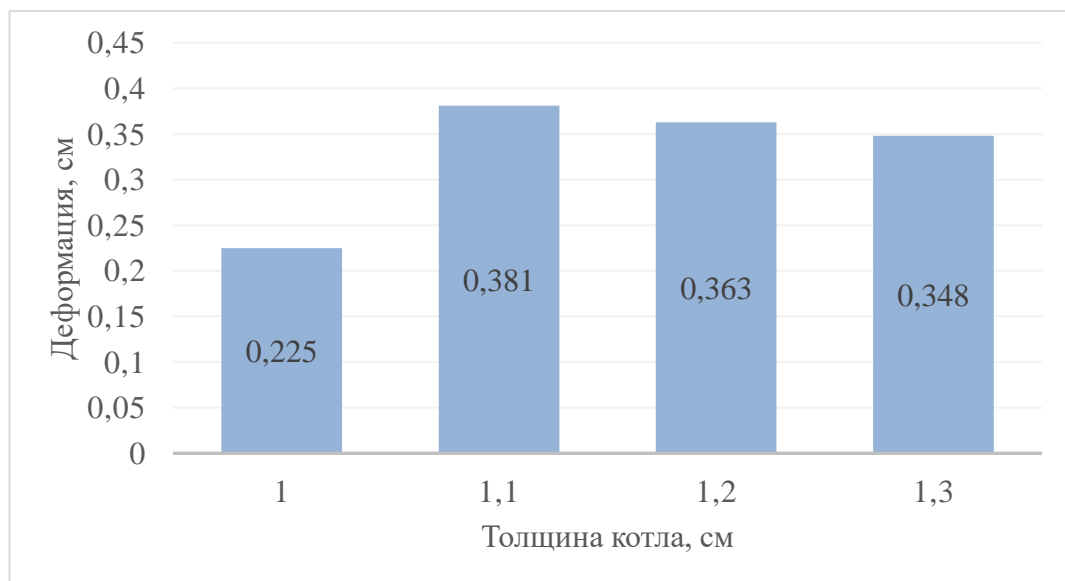


Рисунок 4.9 – Деформация в вариантах без броневой пластины

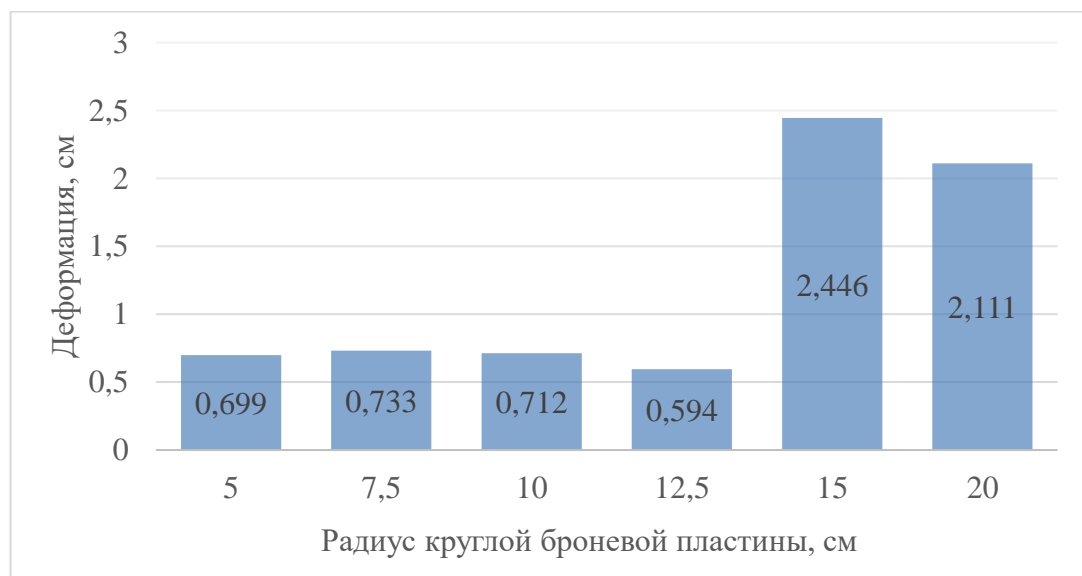


Рисунок 4.10 – Деформация в вариантах с круглой броневой пластиной

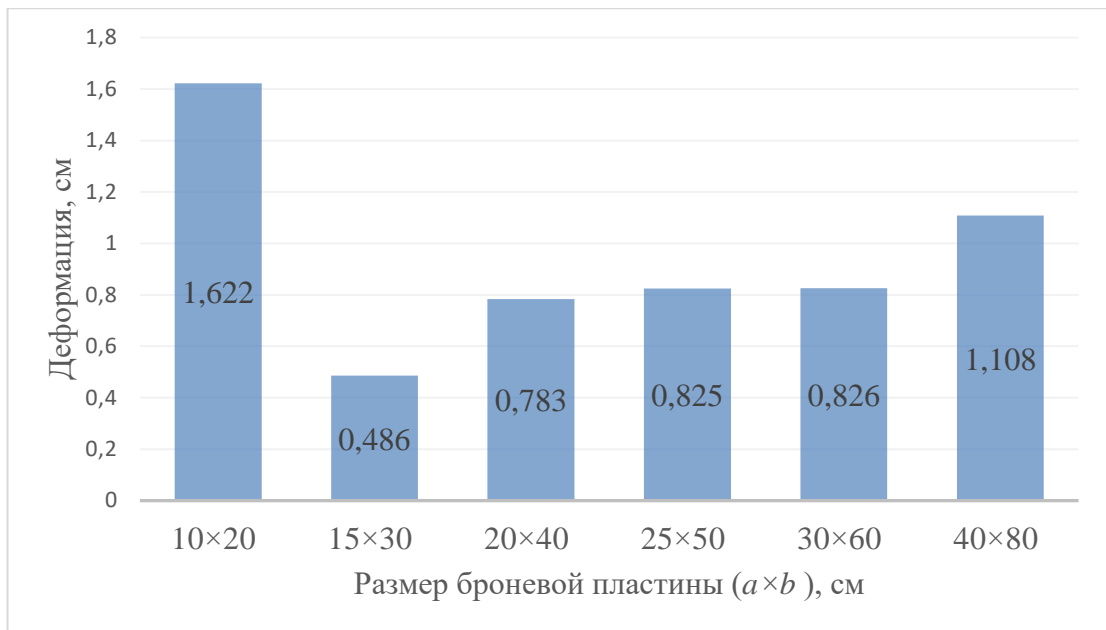


Рисунок 4.11 – Деформация в вариантах с прямоугольной броневого пластиной, расположенной вдоль котла

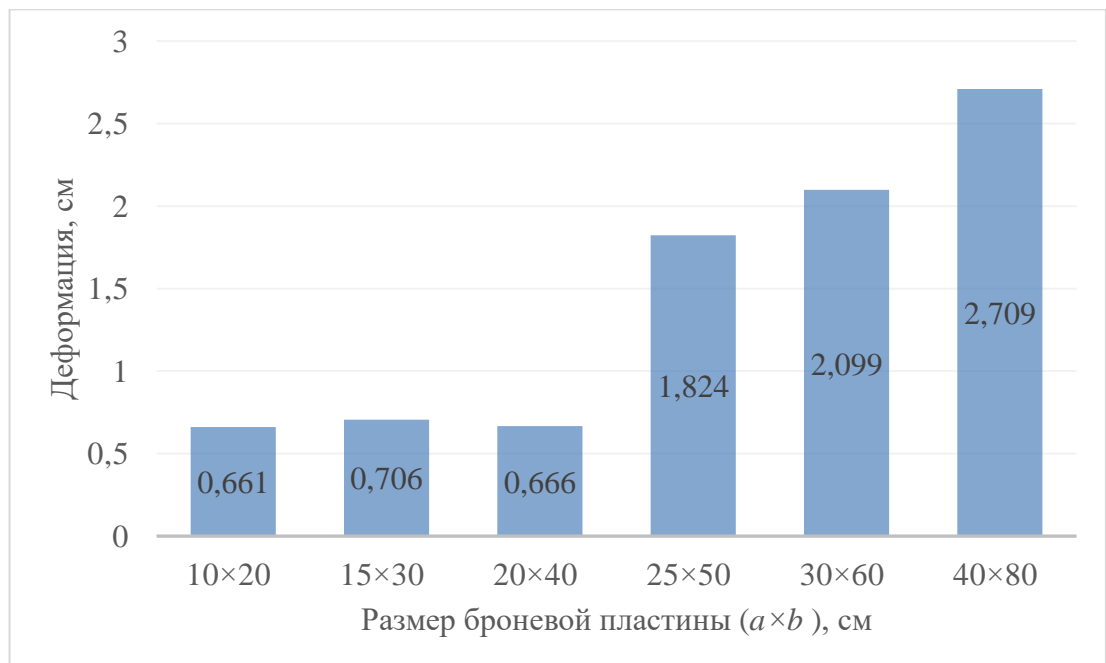


Рисунок 4.12 – Деформация в вариантах с прямоугольной броневого пластиной, расположенной поперек котла

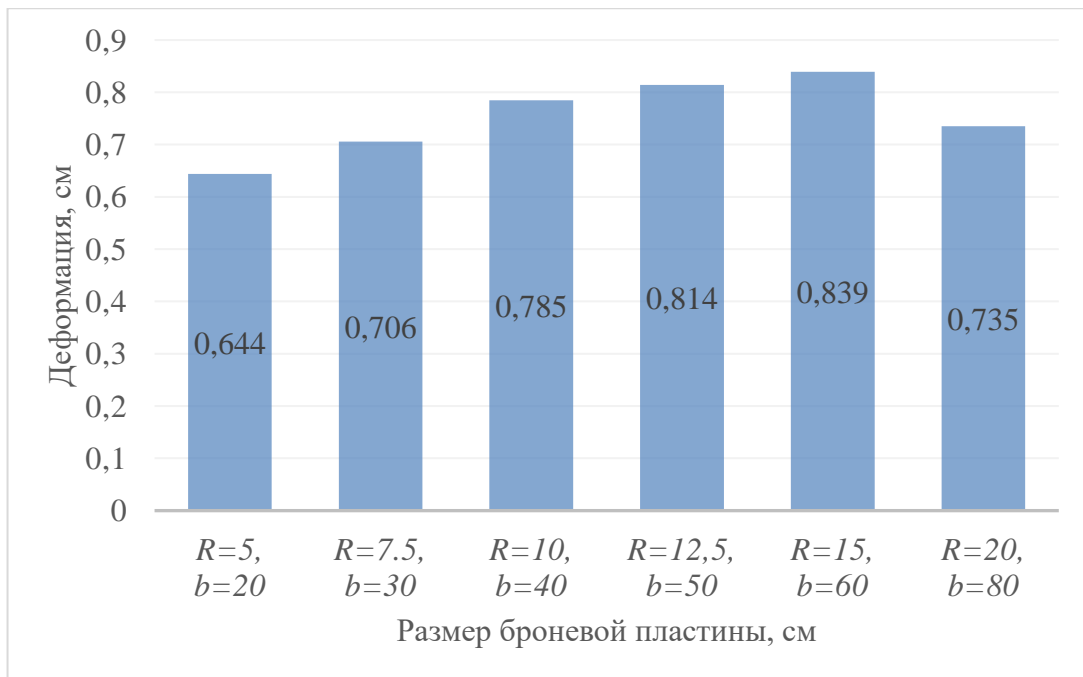


Рисунок 4.13 – Деформация в вариантах с овальной броневого пластиной, расположенной вдоль котла

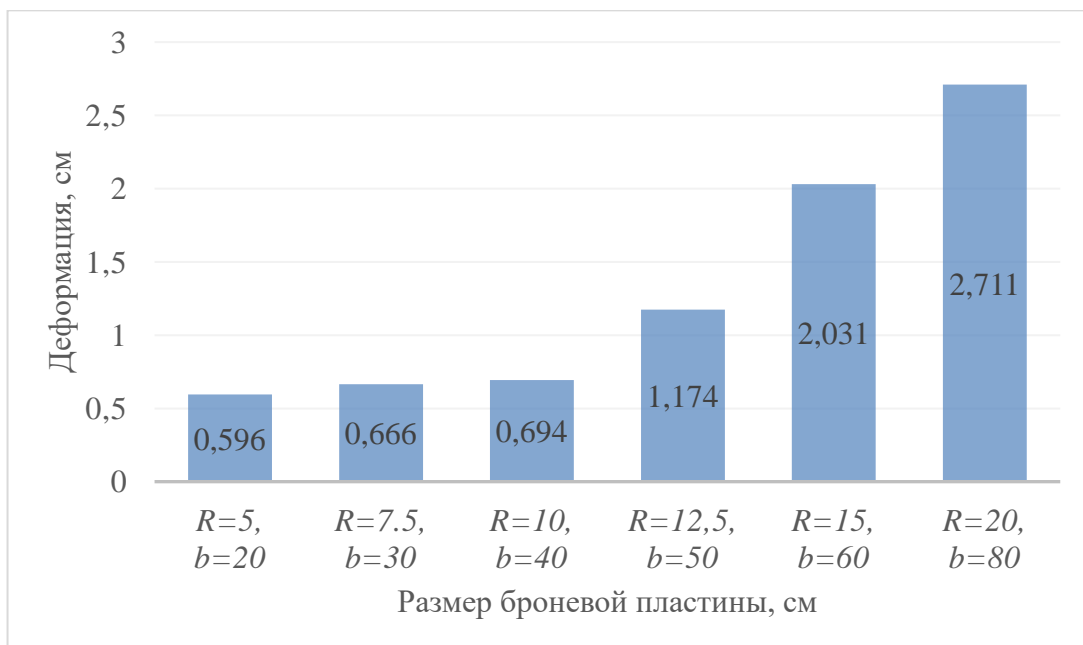


Рисунок 4.14 – Деформация в вариантах с овальной броневого пластиной, расположенной поперек котла

Таким образом, среди вариантов с круглой броневого пластиной наибольшие деформации имеет пластина радиусом 30 см, среди прямоугольных, расположенных вдоль котла – пластина с размерами 10×20 см, среди прямоугольных, расположенных поперек котла – пластина с размерами 40×80,

среди овальных, расположенных вдоль котла – пластина с радиусом 15 см и длиной 60 см, среди овальных, расположенных поперек – пластина с радиусом 20 см и длиной 80 см.

Увеличение толщины котла не оказало существенного положительного влияния на НДС котла. Деформация в вариантах без пластины в среднем составляет 0,4 см. Это в 7 раз меньше чем в вариантах с броневой пластиной.

Итак, для следующей серии расчетов за основу для формирования расчетных схем выбраны следующие варианты: круглая броневая пластина радиусом 30 см, круглая броневая пластина радиусом 40 см, прямоугольная броневая пластина 40×80 см, расположенная в поперечном направлении и овальная броневая пластина с радиусом скругления 20 см, длина 80 см, расположенная поперек котла.

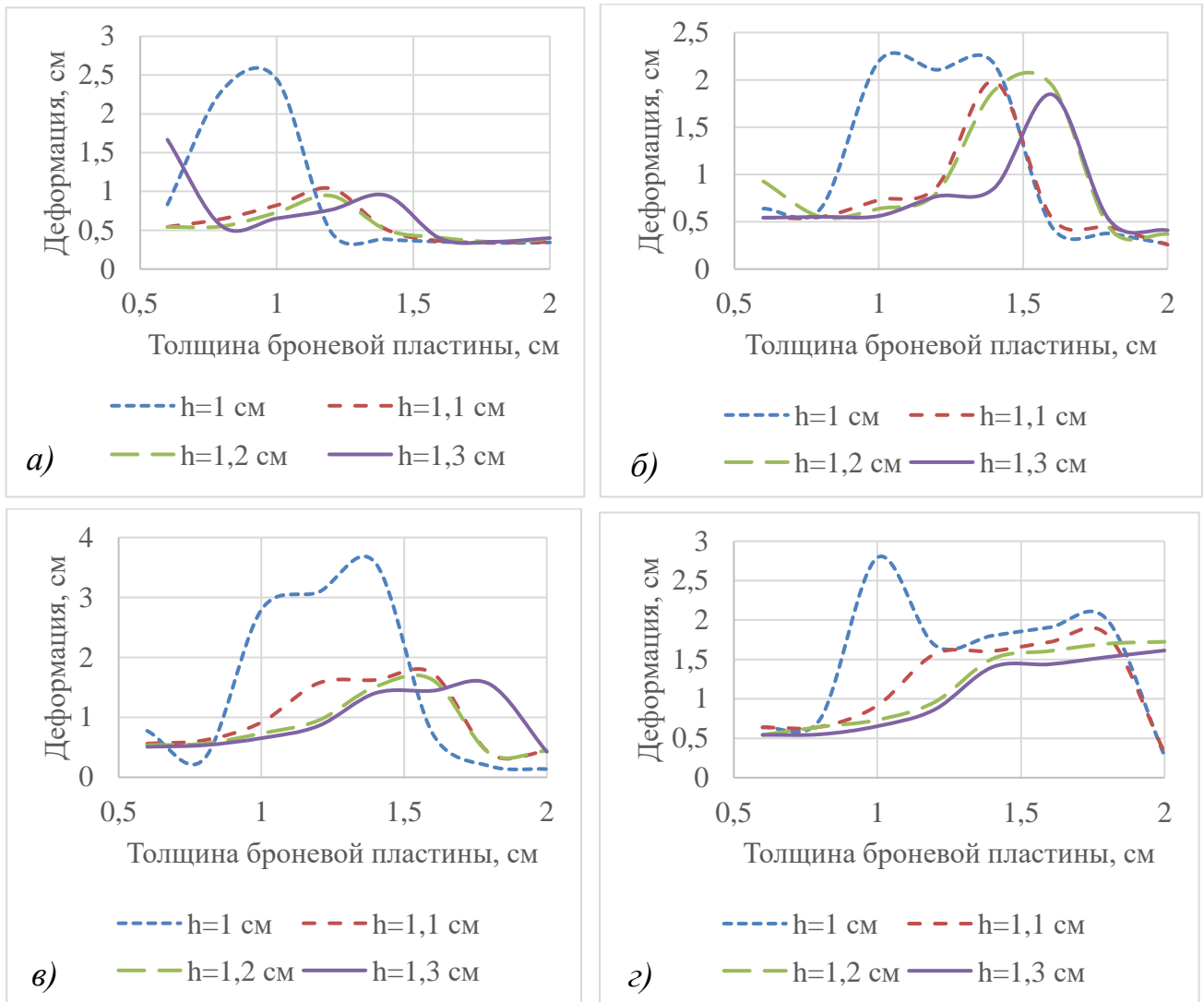
4.2 Оценка влияния толщин котла и броневой пластины на напряженно-деформированное состояние котла цистерны при действии ударной нагрузки

На этом этапе исследования проведена серия расчетов, варьируя толщиной броневой пластины и толщиной листа котла. Толщина котла принимается 1, 1,1, 1,2, 1,3 см, переменность толщины не учитывалась. Толщина броневой пластины принимается 0,6, 0,8, 1, 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, 2 см;

Оценка НДС котла осуществляется по максимальным деформациям в момент разрушения.

На основе результатов расчетов получены зависимости деформаций в зоне удара от толщин котла и броневой пластины на рисунке 4.15. Таблицы А.1 – А.4 с данными представлены в приложении А.

Кривые деформаций вариантов с толщиной стенок котла 1 см проходят выше, чем кривые вариантов с толщинами котла 1,1, 1,2, 1,3 см. Это означает, что увеличение толщины котла не оказывает необходимого усиливающего эффекта.



а – круглая броневая пластина радиус 30 см; *б* – круглая броневая пластина радиус 40 см;
в – овальная броневая пластина; *г* – прямоугольная броневая пластина

Рисунок 4.15 – Деформация в зоне удара при разрушении (h – толщина котла)

Расчет показал, что броневая пластина наиболее эффективна в вариантах с толщиной пластины от 1 см до 1,8 см. При сравнении кривых максимальная деформация у варианта с овальной броневой пластиной толщиной 1,4 см и толщиной стенок котла 1 см, деформация при этом составляет 3,573 см. Таким образом, вариант с овальной броневой пластиной толщиной 1,4 см и толщиной котла 1 см принят в качестве базового, так как при этом обеспечивается максимальная защита.

4.3 Оценка напряженно-деформированного состояния котла с броневой пластиной, имеющей рациональную форму и толщину при действии ударной нагрузки

На следующем этапе проведены расчеты на основе выбранного варианта в подразделе 4.2. Для получения зависимостей необходимо провести серию расчетов, варьируя скоростью удара с фиксированной массой пробойника. Результаты расчетов позволили получить зависимости на рисунках 4.16 и 4.17.

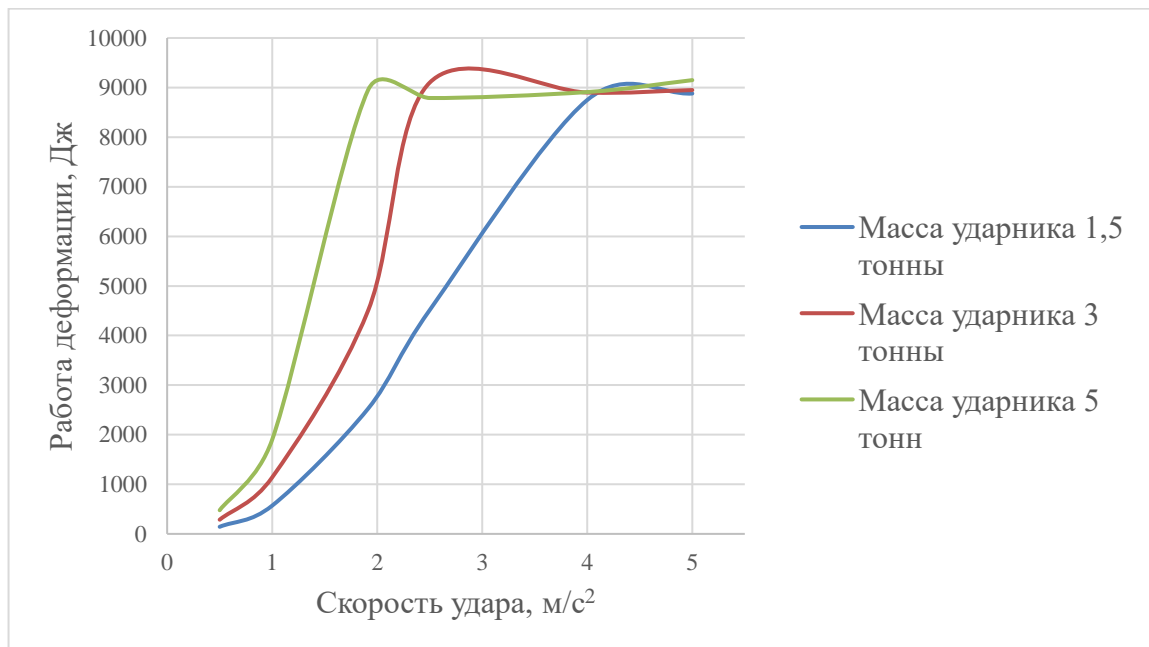


Рисунок 4.16 – Зависимость энергии деформации от скорости удара

Работа деформации в случае с пробойником массой 1,5 тонны стремительно растет при скоростях до 4 м/с, с пробойником массой 3 тонны энергия растет при скоростях до 2,5 м/с и для пробойника массой 5 тонн – до 2 м/с. После достижения указанных значений скорости зависимости сглаживаются. Это объясняется тем, что материалу при определенной скорости передается предельное значение энергии удара, при котором происходит разрушение и дальнейший рост работы пластической деформации невозможен.

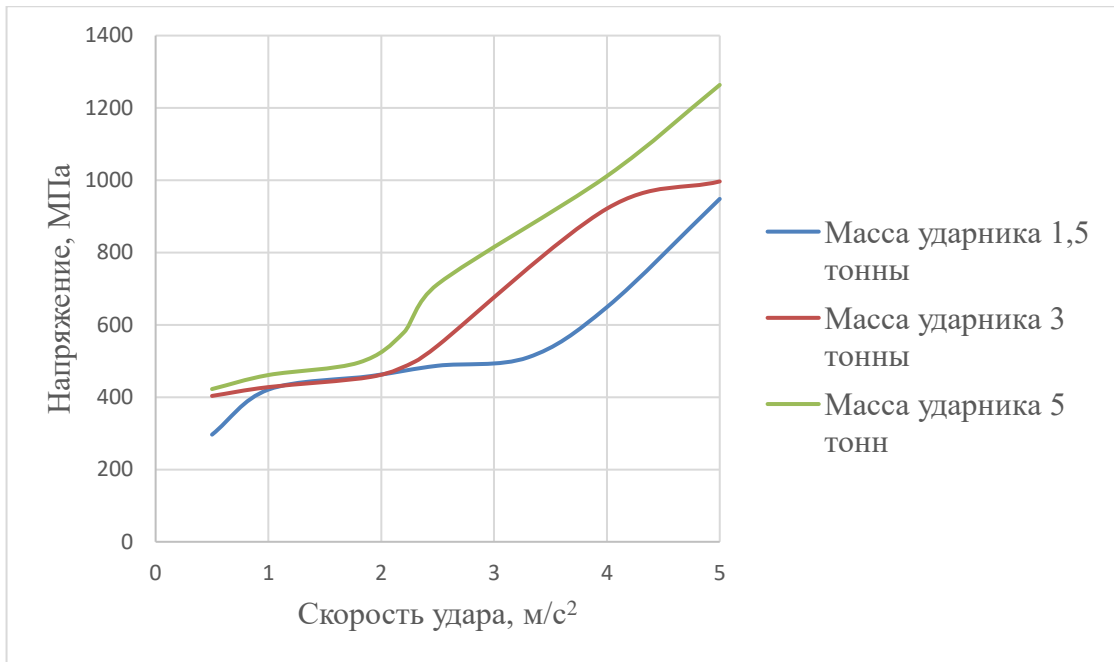


Рисунок 4.17 – Зависимость напряжения от скорости удара

Из рисунка 4.17 можно увидеть ожидаемое увеличения напряжения в контактной зоне при увеличении массы и скорости пробойника. Скорость удара при массе пробойника 1,5 тонны, при которой происходит разрушение оболочки, составляет 3,2 м/с. Скорость удара при массе пробойника 3 тонны, при которой происходит разрушение оболочки, составляет 2,3 м/с. Скорость удара при массе пробойника 5 тонны, при которой происходит разрушение оболочки, составляет 1,8 м/с. Полученные результаты могут быть использованы для проектирования систем защиты котлов, а также экспертизы аварийных ситуаций.

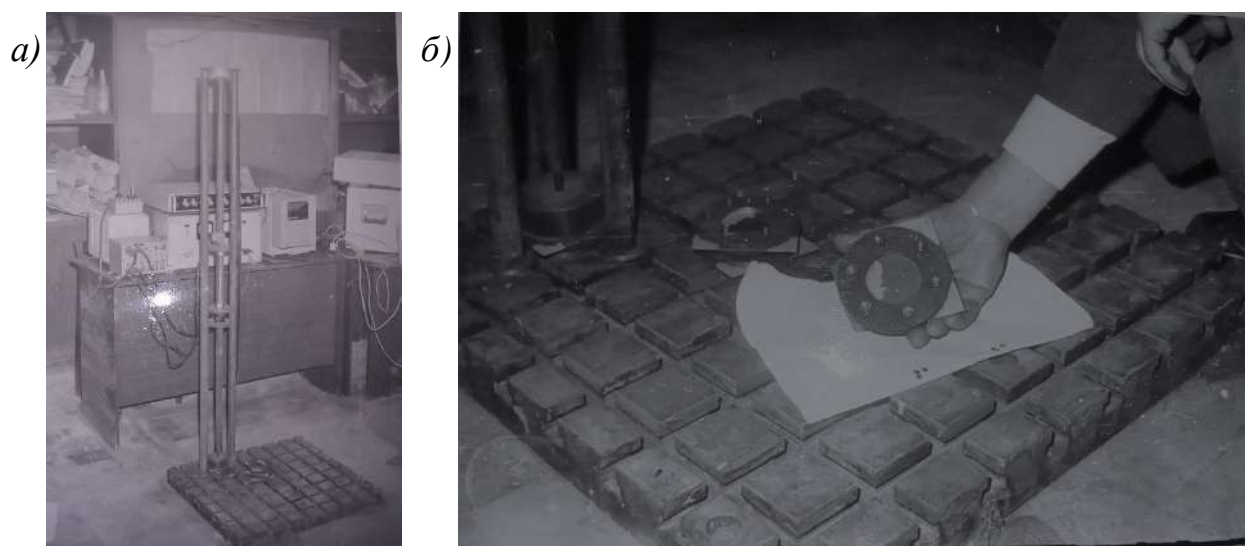
4.4 Верификация разработанной методики моделирования удара

Выполнены расчеты по пробиванию тонких пластин. Полученные результаты расчетов сравнивались с результатами опытов [16] для верификации разработанной методики.

Эксперименты проводили на специальной установке типа «копер» (рисунок 4.18). С помощью установки изучен процесс соударения бойка с круглой

пластиной, заземленной по контуру. Удар по бойку осуществляется грузом массой 3,685 кг. Скорость удара варьировалась до 2,6 м/с. Толщина пластины 0,15 см, диаметр 5 см.

Процесс удара фиксировался датчиком перегрузки ДУ-5С-100 с усилителем В46-6ТМ. Запись сигнала осуществлялась осциллографом П115.



а – испытательная установка; б – пробиваемая круглая пластина

Рисунок 4.18 – Специальная установка типа «копер»

Результаты опытов и расчета в FEMAP представлены в виде графиков на рисунке 4.19. По графикам на рисунке 4.19 видно, что имеется качественное соответствие кривых. Количественное сравнение с экспериментальными данными показало, что при глубине вмятины до 2,5 мм имеется удовлетворительное соответствие. При больших деформациях расхождение данных по используемой в данном исследовании методике с экспериментальными идет в запас прочности.

Относительные погрешности, полученные при определении глубины вмятины приведены в таблице 4.1.

Для скоростей удара до 0,86 м/с результаты расчета в FEMAP совпадают с данными эксперимента. При скоростях более 0,86 м/с погрешность в результатах растет, так как, в расчетной схеме в FEMAP не учитывается потери энергии удара на трение в направляющих ударника испытательной установки.

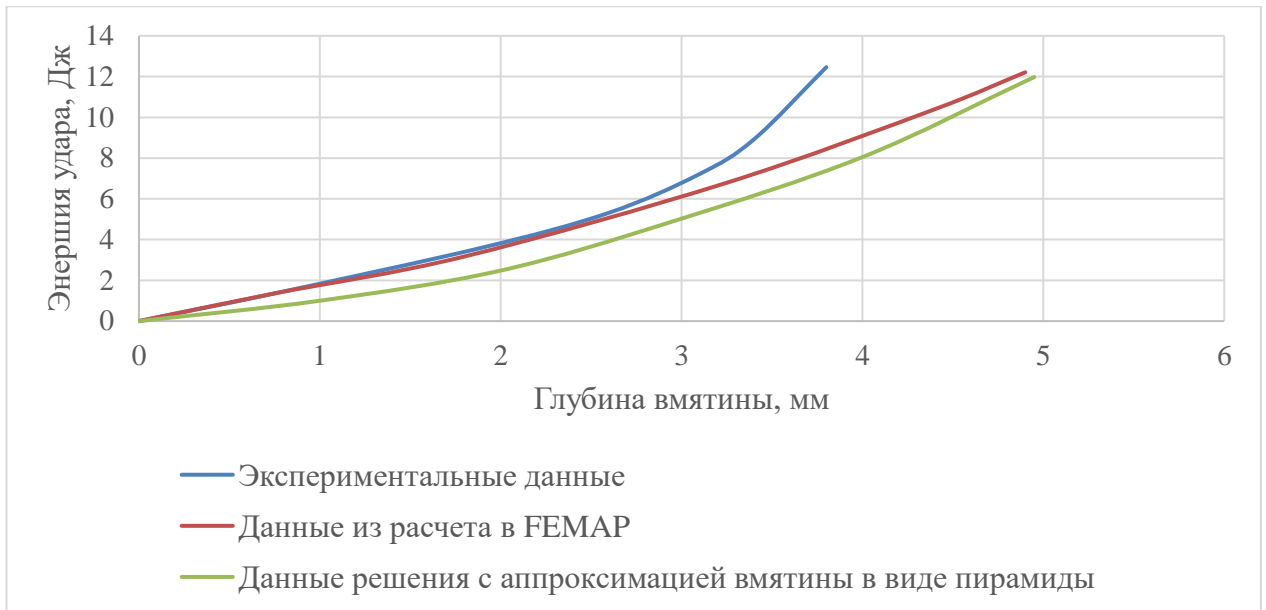


Рисунок 4.19 – Зависимость глубины вмятины от энергии удара

Таблица 4.1 – Сравнение расчетных и экспериментальных данных

Скорость удара бойка, м/с	Величина глубины вмятины, мм			Относительная погрешность, %	
	Эксперимент	Расчет в FEMAP	Расчет с аппроксимацией вмятины в виде пирамиды	Расчет в FEMAP	Расчет с аппроксимацией вмятины в виде пирамиды
0,86	0,75	0,75	1,2	0	60
1,4	1,9	1,96	2,54	3,06	33,68
1,7	2,6	2,7	3,21	3,703	23,46
1,98	3,1	3,39	3,74	9,35	20,65
2,2	3,4	3,94	4,13	15,88	21,47
2,6	3,8	4,9	5,1	28,95	34,21

Решение в FEMAP с опытом согласуется более точно, чем решение, в котором вмятина аппроксимируется пирамидой [16].

4.5 Оценка влияния различных факторов на образование остаточных деформаций в котле цистерны при длительной эксплуатации

Для исследования были приняты варианты, описанные в подразделе 3.3. Расчетная модель формировалась в программе отдельно для каждого варианта. Сравнение вариантов и оценка их эффективности выполнена по объемам оставшегося груза в карманах и деформациям в опорных зонах. Результаты расчетов опубликованы в [111].

На кривой скорости ползучести (рисунок 4.20) видно, что скорость ползучести в начале эксплуатации вагона имеет наибольшее значение, это объясняется возникающими в котле максимальными напряжениями. Показатель степени у напряжения в уравнении ползучести больше показателя у времени, поэтому в первые 10 лет работы вагона наибольшее влияние на процесс образования остаточных деформаций ползучести оказывает напряжение. При этом напряжение из-за релаксации постепенно уменьшается, а значение времени, напротив, растет, оказывая влияние на скорость ползучести и, соответственно, на величину деформаций. Подобную зависимость можно обнаружить во всех рассмотренных вариантах, за исключением, вариантов со шпангоутами. В котлах, укрепленных шпангоутами, при преодолении 10 лет службы, скорость ползучести также снижается, но с низкой интенсивностью, график приближается к оси времени.

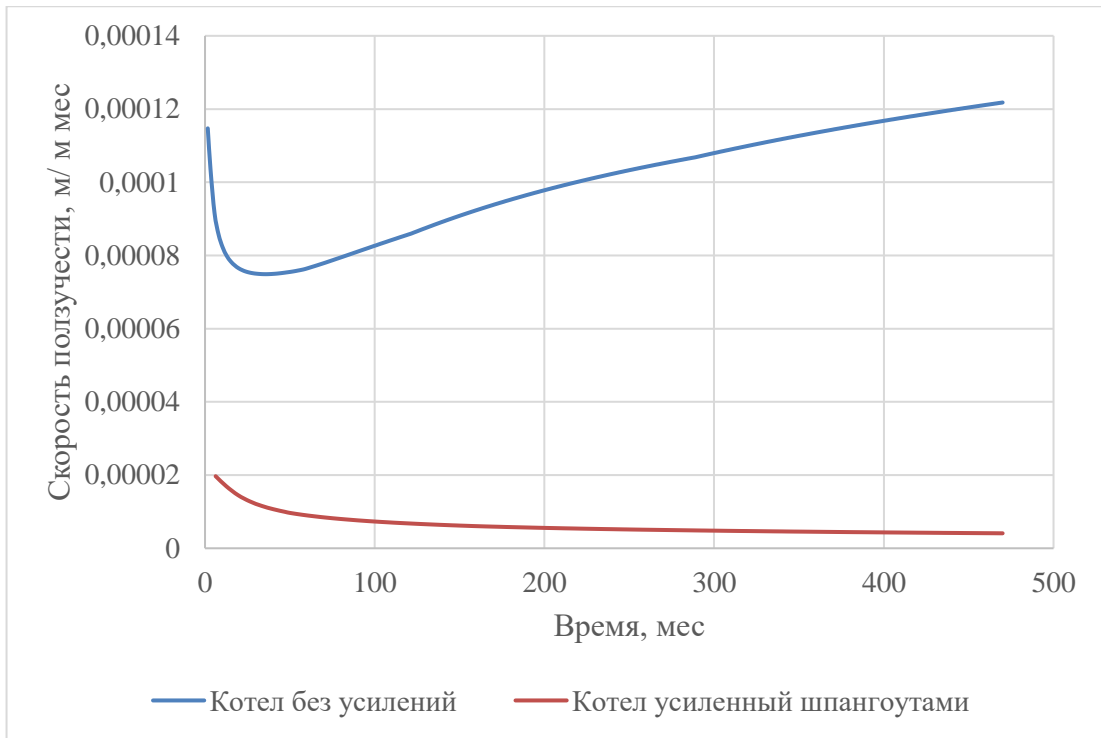


Рисунок 4.20 – Кривая скорости ползучести.

Найдена зависимость изменения объема кармана от скорости ползучести (рисунок 4.21). Полученная зависимость позволяет вычислить значение объема кармана в зависимости от скорости ползучести.

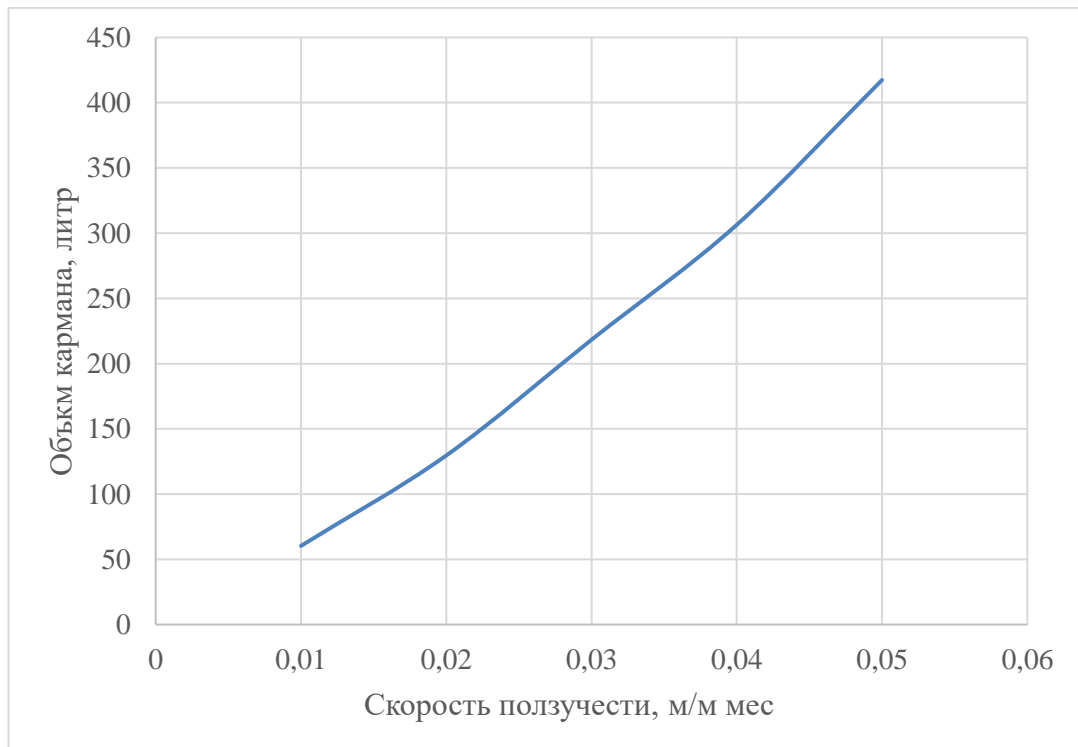


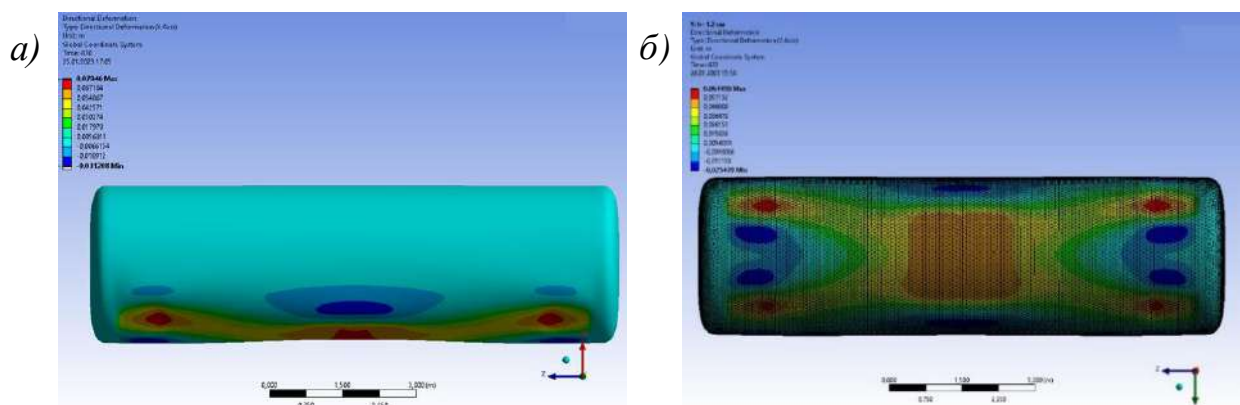
Рисунок 4.21 – Зависимость объема кармана от скорости ползучести

Для решения поставленной задачи была принята скорость ползучести равная 0,05, что соответствует объему кармана 417,4 литра.

4.5.1 Остаточные деформации котла

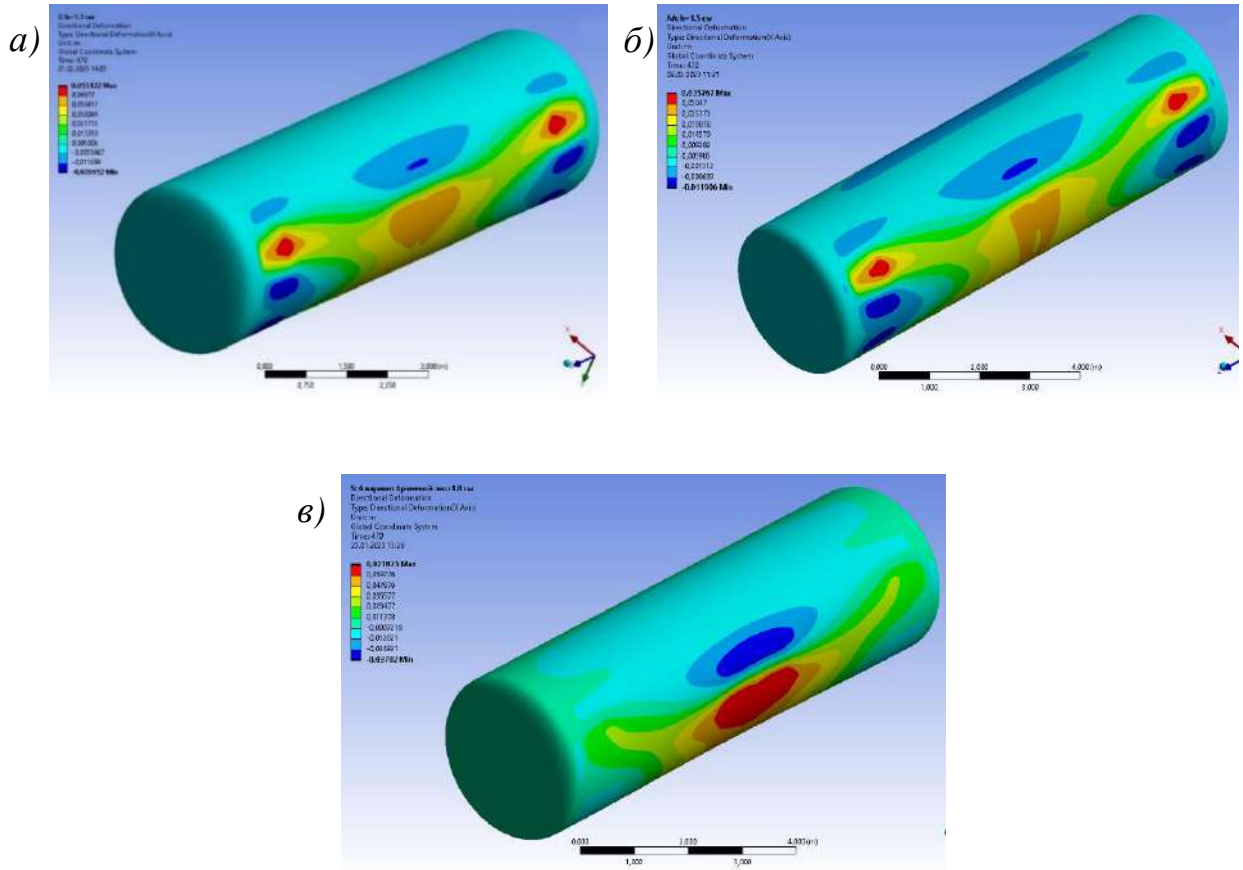
На рисунках 4.22 – 4.24 изображены поля деформаций различных расчетных вариантов. Теплые оттенки цвета показывают деформации со знаком «+» относительно вертикальной оси, общий вектор деформаций направлен внутрь котла. Холодные оттенки показывают деформации со знаком «-» относительно вертикальной оси, общий вектор направлен наружу. Учитывая особенности силовой схемы, деформация в центральной зоне котла является величиной, на которую опускается котел относительно плоскости сливного прибора. Общая деформация котла совместно с локальными деформациями опорных зон образуют карман, в объеме которого остается жидкий груз при сливе.

Максимальные деформации образуются в зонах опор, что объясняет образование усталостных трещин в этих зонах. В таблице 4.2 отображены максимальные значения деформаций в опорных зонах.

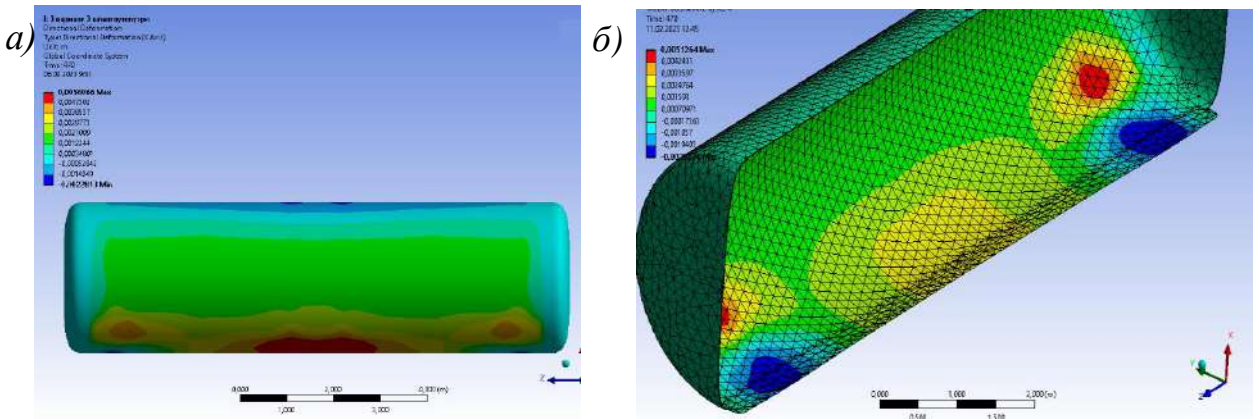


а – толщина листа 1,1 см; б – толщина листа 1,2 см

Рисунок 4.22 – Деформация котла, укрепленного броневым листом



а – толщина листа 1,3 см; *б* – толщина листа 1,5 см; *в* – толщина листа 1,8 см
Рисунок 4.23 – Деформация котла, укрепленного броневым листом



а – внутренние шпангоуты; *б* – наружные разрезные шпангоуты
Рисунок 4.24 – Деформация котла, укрепленным шпангоутами

Таблица 4.2 – Величина деформации в опорных зонах

Вариант	Деформация в области лежневых опор по дну котла, см	Максимальная деформация в области лежневых опор, см	Максимальная деформация в области центральных опор, см
Толщина листа котла 1 см (базовый)	4,03	9,29	9,72
Котел с внутренними шпангоутами	0,23	0,38	0,56
Котел с внешними шпангоутами	0,27	0,51	0,29
Толщина листа котла 1,1 см	2,95	7,95	6,81
Толщина листа котла 1,2 см	2,31	6,66	5,41
Толщина листа котла 1,3 см	1,94	5,51	4,28
Толщина листа котла 1,5 см	1,11	3,58	2,62
Котел с броневым листом толщиной 0,6 см	1,53	3,59	7,47
Котел с броневым листом толщиной 0,8 см	1,64	3,82	7,58
Котел с броневым листом толщиной 1,4 см	0,93	2,88	7,15
Котел с броневым листом толщиной 2 см	0,63	2,39	6,98
Котел с броневым листом толщиной 3 см	0,18	1,61	6,86
Котел с тремя внутренними тягами	1,96	4,11	2,58
Котел с внутренними тягами накрест	1,24	3,72	5,95
Котел с одной внутренней тягой	2,65	7,66	5,68

Все рассмотренные варианты по уменьшению остаточных деформаций эффективны, если сравнивать с базовым без усилений. Наиболее эффективными решениями являются: усиление котла шпангоутами, увеличение толщины котла, усиление котла броневым листом толщиной 1,4 см в области лежней и усиление котла тремя внутренними тягами.

4.5.2 Объем оставшегося груза

Полученные данные при расчете схем, описанных в подразделе 3.3, сравнивались с результатами расчета базового котла без усиления с толщиной листа 1 см.

Из рисунков 4.25 и 4.26 видно ожидаемое уменьшение объема кармана за счет возрастания жёсткости конструкции при увеличении толщины оболочки или же локального утолщения. При этом эффективность броневых листов ниже, чем увеличение толщины оболочки.

Оптимальная толщина броневых листов варьируется от 0,6 до 1,4 см, что позволяет уменьшить объем кармана в 2,2 раза. Дальнейшее увеличение толщины броневых листов не вносит существенного влияния на уменьшение объема кармана.

Увеличение толщины котла до 1,3 оказало существенный эффект на величину объема, уменьшив его в 3,8 раза. Дальнейшее увеличение толщины котла является неэффективным. Уменьшение объема кармана объясняется увеличением жесткости и прочности котла при увеличении толщины листа котла.

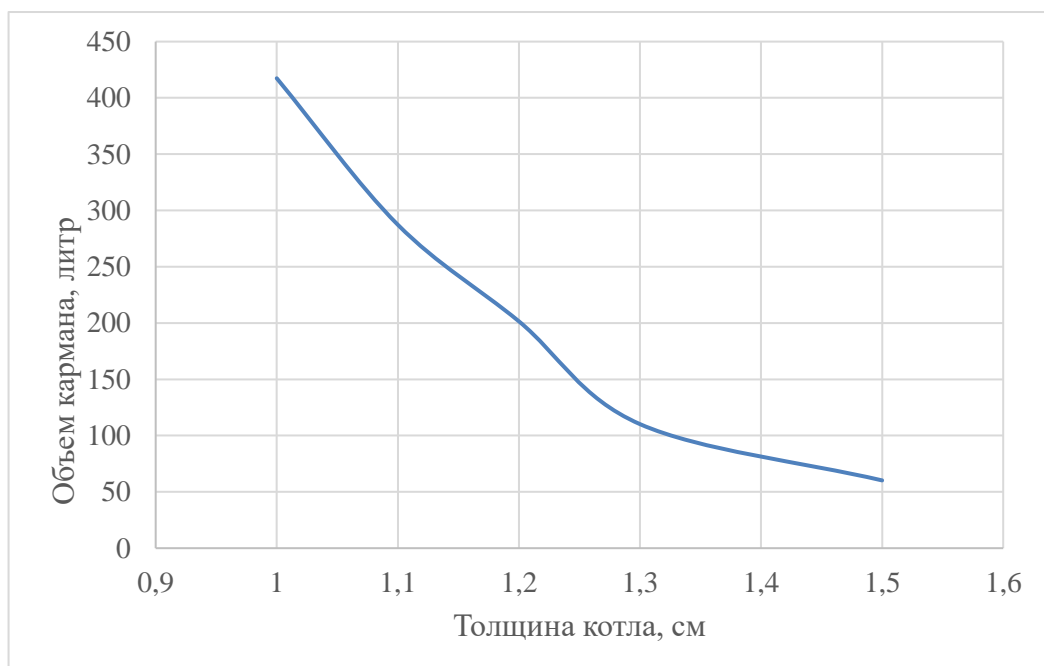


Рисунок 4.25 – Зависимость объема оставшегося груза от толщины котла

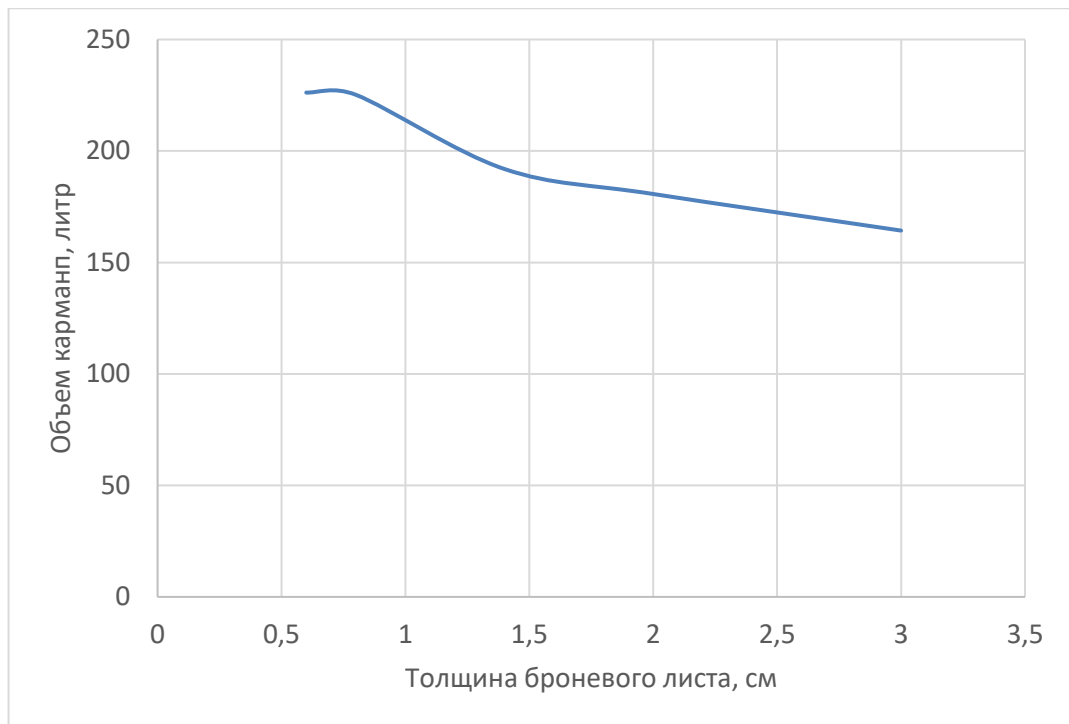


Рисунок 4.26 – Зависимость объема оставшегося груза от толщины броневого листа

Объем кармана в варианте с тягами внутри котла уменьшился в 4,7 раза. Применение шпангоутов для увеличения прочности котла позволило уменьшить объем кармана в 149 раз.

На рисунке 4.27 приведена обобщающая гистограмма, наглядно показывающая эффективность рассмотренных решений по снижению остаточных деформаций в котле.

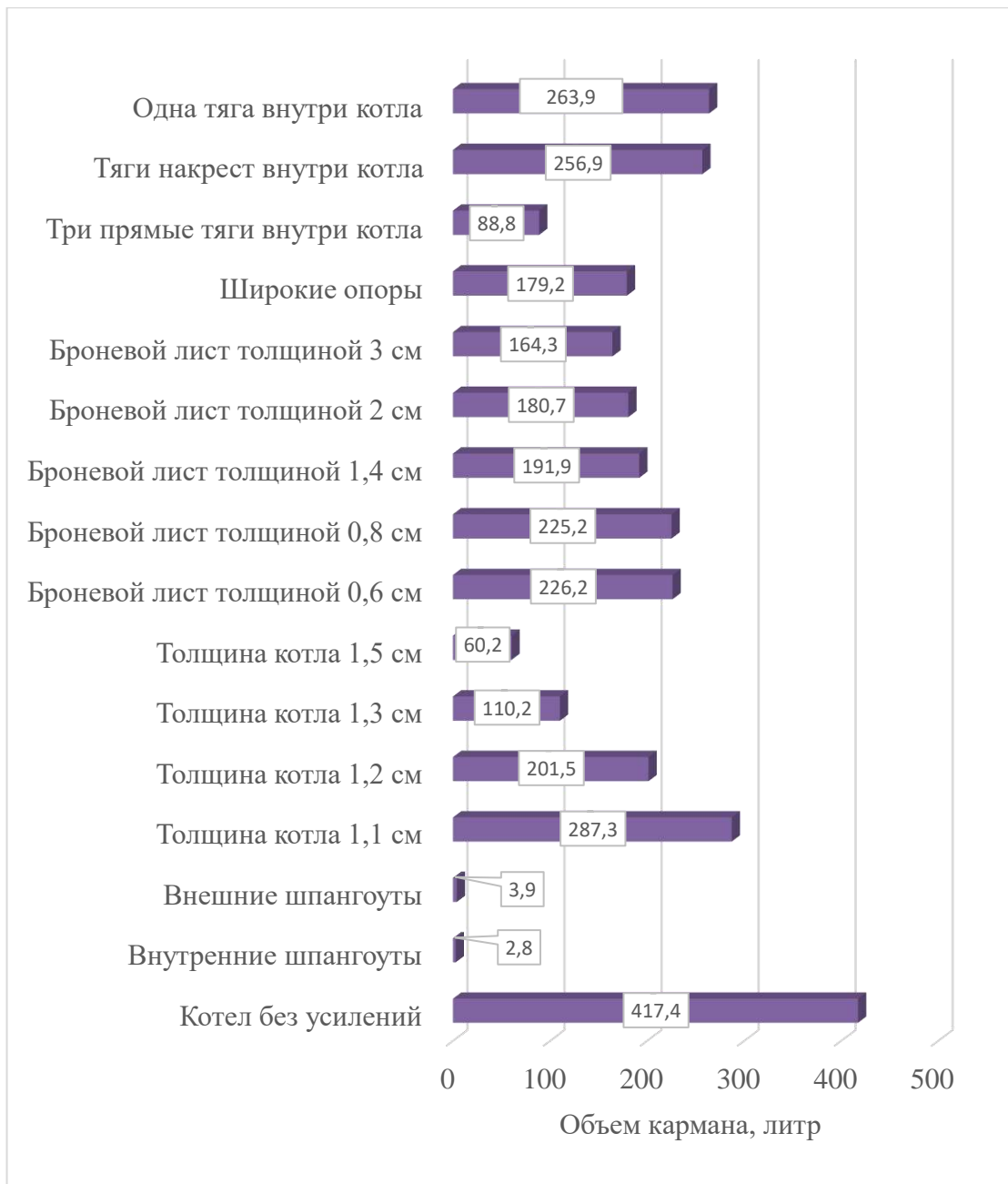


Рисунок 4.27 – Объем оставшегося груза в кармане

Лучшие результаты показали варианты с усилением котла внутренними и внешними шпангоутами – объем кармана 2,8 и 3,9 литра соответственно. Кроме того, эффективны увеличение толщины котла, позволяющее уменьшить объем кармана до 60,2 литра, установка броневых листов в зоне лежней – объем карман уменьшен до 164,3 литра и монтаж тяг внутри котла – объем кармана уменьшен до 88,8 литра.

4.6 Выводы по разделу 4

1 Проведен анализ НДС котла цистерны при пробитии по предложенной методике. По результатам расчетов, проведенных для подбора рациональной формы и толщины броневой пластины, получены следующие результаты:

- увеличение толщины котла без усиления броневой пластиной является малоэффективным решением;

- наиболее эффективны: овальная броневая пластина с поперечным расположением на котле, радиус скругления 20 см, длина 80 см, деформация 2,711 см; круглая броневая пластина радиусом 30 см, деформация 2,446; круглая броневая пластина радиусом 40 см, деформация 2,111 см; прямоугольная броневая пластина 40×80 см, расположенная в поперечном направлении, деформация 2,709 см.

- результаты расчетов, проведенных для подбора рациональной толщины листа котла и броневой пластины, показали, что лучшие прочностные характеристики имеет вариант с толщиной котла 1 см и радиально расположенной овальной броневой пластиной толщиной 1,4 см, деформация составила 3,573 см.

- получены зависимости энергии деформации и напряжения от скорости удара. Энергия деформации резко растет при скоростях до 2,5 м/с, после достижения 2,5 м/с зависимость сглаживается. Это объясняется тем, что энергия, накопленная материалом, достигла своего предела и произошло разрушение. Определены максимально допустимые скорости удара для разных масс пробойника по условию прочности котла:

- для пробойника массой 1.5 тонны допустимая скорость удара до 3,2 м/с;

- для пробойника массой 3 тонны допустимая скорость удара до 2,3 м/с;

- для пробойника массой 5 тонны допустимая скорость удара до 1,8 м/с.

Полученные результаты можно использовать при разработке защитных систем котлов и при проведении экспертиз аварийных ситуаций.

2 Проведены расчеты по определению остаточных деформаций котла цистерны по предложенной методике. Результаты расчетов показали, что:

- рассмотренные решения по уменьшению величины остаточных деформаций являются эффективными. Наибольшее уменьшение деформаций наблюдается в вариантах с котлом, укрепленным шпангоутами;

- увеличение толщины котла до 1,3 см уменьшает объем оставшегося груза в 3,8 раза;

- установка броневых листов в зоне лежней позволит уменьшить объем кармана в 2,2 раза, что является менее эффективным чем увеличение толщины листов котла, но при этом более технологичным, благодаря простой технологии монтажа на уже эксплуатируемые вагоны-цистерны;

- применение тяг уменьшает объем кармана в 4,7 раза, но сложность установки тяг внутри котла снижает перспективу применения;

- усиление котла шпангоутами является самым эффективным решением из рассмотренных, позволяющее уменьшить объем кармана в 149 раз. При этом процесс установки внешних разрезных шпангоутов, наряду с броневым листом, является технологичным.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе полученных результатов диссертационного исследования получены следующие итоги, рекомендации и перспективы дальнейшего развития темы.

1 Сформированы математические модели котла цистерны под действием локальных воздействий с учетом нелинейных свойств материала. В силу сложности и значительной трудоемкости разрешающих систем уравнений, были применены САЕ-системы для проведения расчетов. Применение программ с запрограммированным алгоритмом МКЭ является эффективным способом решения поставленных задач.

2 Рассчитана скорость удара при опрокидывании вагона-цистерны, скорость составила 1,835 м/с. Рассчитанная скорость рекомендуется для использования при моделировании пробоя котла железнодорожной цистерны чужеродным телом.

3 Предложена методика определения НДС котла при ударе с учетом пластических свойств материала. Проведена серия расчетов на пробой котла и получены следующие результаты:

- обосновано применение броневой пластины для защиты котла от пробоя. Разрушение в зоне удара в варианте с котлом с толщиной листа 1 см, не усиленным броневой пластиной, происходит раньше и с меньшей пластической деформацией чем в варианте с котлом, усиленным броневой пластиной. В котле в зоне удара дугой безопасности без локального усиления возникают меньшие пластические деформации, вследствие этого меньшая часть кинетической энергии пробойника преобразуется в работу пластической деформации. Поэтому котел, не укрепленный броневой пластиной, обеспечен меньшей защитой;

- определено влияние толщины котла на прочность. Увеличение толщины котла не оказывает необходимого усиливающего эффекта;

- рассмотрено влияние формы и размеров броневой пластины на НДС котла вагона-цистерны. Форма броневой пластины влияет на локализацию критических

напряжений, но на прочность конструкции влияния не обнаружено. Расположение броневой пластины на оболочке и ее размер, напротив, влияет на величину деформаций – варианты с большей площадью соприкосновения с оболочкой и расположенной поперек котла показывают лучшие результаты. Деформация в варианте с круглой броневой пластиной радиусом 30 см составляет 2,446 см, деформация в варианте с прямоугольной броневой пластиной 40×80 см составила 2,709 см, деформация в варианте с овальной броневой пластиной составила 2,711 см;

- броневая пластина эффективно увеличивает прочность котла в зоне удара. Лучшие результаты показал котел толщиной 1 см и овальной броневой пластиной, расположенной вдоль образующей котла, радиус скругления 20 см, длина 80 см, толщина 1,4 см. Деформация в зоне удара составила 3,573 см. Данная броневая пластина рекомендуется в качестве меры для реализации защиты от разрушения котла вагона-цистерны в месте крепления дуг безопасности.

4 Предложена методика определения объема кармана котла. Методика рекомендуется для использования при оценке экономической эффективности вагона-цистерны. Объем оставшегося груза после слива в кармане котла при эксплуатации вагона продолжительностью 40 лет составляет 417,4 литра.

5 Предложена методика определения остаточных деформаций в котле железнодорожной цистерны. Методика рекомендуется для оценки НДС котлов железнодорожных цистерн с учетом ползучести материала при длительном воздействии гидростатической нагрузки. Проведены расчеты на основе предложенной методики и получены следующие результаты:

- зафиксировано уменьшение остаточных деформаций за счет возрастания прочности и жёсткости конструкции при увеличении толщины оболочки, применении броневых листов в боковых опорных зонах, усилении шпангоутами или монтаже внутренних тяг;

- увеличение толщины котла до 1,3 см уменьшает объем оставшегося груза (объем кармана) до 110,2 литра;

- применение броневых листов в зоне лежней позволит уменьшить объем кармана до 191,9 литра, что является менее эффективным чем увеличение толщины листов котла, но при этом более технологичным;

- применение тяг уменьшает объем кармана до 88,8 литра, но данное решение является трудоемким и технологически не эффективным;

- усиление котла внутренними шпангоутами является самым эффективным решением из рассмотренных, позволяющая уменьшить объем кармана до 2,8 литра;

- усиление котла внешними разрезными шпангоутами уменьшает объем котла до 3,9 литра, при этом данный способ является более технологичным чем применение внутренних шпангоутов.

6 Предложены конструктивные решения для уменьшения остаточных деформаций котла. Рекомендуется укреплять котлы железнодорожных цистерн внешними разрезными шпангоутами и устанавливать броневые листы между котлом и ложементом в крайних опорных узлах.

7 Направление дальнейшего развития исследования может состоять в следующем:

- проведение исследований, направленных на улучшение физических свойств сплавов, используемых для создания листов котла, или же направленных на поиск принципиально новых материалов;

- проведение исследований НДС котлов с измененной формой;

- разработка новых типов опорных узлов;

- проведение испытаний предложенной модели защиты котла вагона-цистерны от удара;

- проведение испытаний котла вагона-цистерны со шпангоутами и с крайними ложементными зонами, усиленными броневым листом, с определением статического НДС в опорных зонах;

- предложенную методику моделирования пробоя котла вагона-цистерны можно сделать более точной, учтя силу трения в контактных зонах. Кроме того, можно дополнительно рассмотреть модели аварийных ситуаций, в которых происходит разрез котла объектом инфраструктуры железнодорожных путей;

- также для более полной картины и точной оценки скорости движения пробойника при контакте с котлом целесообразно провести расчет с учетом скорости вагона, набранной при движении в составе поезда;

- предложенную методику моделирования остаточных деформаций можно сделать более точной, если учесть колебания жидкости внутри котла при движении. Также для более качественной оценки влияния гидростатической нагрузки на НДС котла целесообразно провести дополнительные экспериментальные исследования по определению деформаций в опорных зонах котла с определением сил давления жидкости на дно и стенки котла.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

НДС – напряженно-деформируемое состояние;

МКЭ – метод конечных элементов;

КЭ – конечный элемент;

ПО – программное обеспечение;

ЭВМ – электронная вычислительная машина;

CAE – computer-aided engineering (автоматизированное машиностроение);

CAD – computer-aided design (автоматизированное проектирование);

SOL – solver (решатель);

NASA – National Aeronautics and Space Administration (Национальное управление по аэронавтике и исследованию космического пространства).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Агапов, А. Ю.** Напряженно-деформированное состояние котлов специализированных цистерн, имеющих конструктивные нерегулярности : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Агапов Александр Юльевич ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1987. – 24 с. – Текст : непосредственный.

2 **Александров, А. В.** Методы расчета стержневых систем, пластин и оболочек с использованием ЭВМ : в 2 частях / А. В. Александров, Б. Я. Лашеников, Н. Н. Шапошников, В. А. Смирнов ; под редакцией заслуженного деятеля науки и техники, профессора, доктора наук А. Ф. Смирнова. – Москва : Стройиздат, 1976. – 22 см. – Текст : непосредственный.

Ч. 2 : Методы расчета стержневых систем, пластин и оболочек с использованием ЭВМ. – 1976. – 236 с.

3 **Алексюткин, Б. А.** Исследование напряжённого состояния и выбор рациональных конструктивных схем котлов цистерн для перспективных габаритов : специальность 05.05.01 «Локомотивы (электровозы, тепловозы, газотурбовозы) и вагоны» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Алексюткин Борис Алексеевич ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1977. – 20 с. – Текст : непосредственный.

4 **Анализ напряжённого состояния и других качеств восьмиосной цистерны** : отчет о НИР / МИИТ, ЦНИИ МПС, ВНИИВ ; руководитель Л. А. Шадур ; исполнители О. Г. Бойчевский, Н. В. Дородницына, В. Н. Котуранов, М. Л. Каменомост, Г. М. Чернявский. – Москва, 1965. – 143 с. – Ч. V.

5 **Анализ напряжённого состояния и других качеств восьмиосной цистерны** : отчет о НИР / МИИТ ; руководитель Л. А. Шадур ; исполнитель В. Н. Котуранов. – Москва, 1964. – 136 с. – Ч. II.

6 **Архипов, А. В.** Анализ напряжённо-деформированного состояния котла цистерны, имеющего геометрические несовершенства : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Архипов Андрей Владимирович ; Уральский государственный университет путей сообщения. – Екатеринбург, 2007. – 17 с. – Место защиты : Уральский государственный университет путей сообщения. – Текст : непосредственный.

7 **Архипов, А. В.** Концентрация напряжений в зоне геометрических отклонений формы котла цистерны / А. В. Архипов, А. В. Смольянинов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2007. – №1 (12). – С. 53 – 64.

8 **Артемов, М. А.** Анализ и сопоставление некоторых теорий пластичности / Артемов М. А, Барановский Е. С. – Текст : непосредственный // Механика предельного состояния. – 2017. – №1 (31). – С. 15 – 21.

9 **Авторское свидетельство № 287090 СССР, МПК В61D 5/00 (1995.01).** Железнодорожная цистерна : № 1362077/27-11 : заявл. 25.09.1969 : опубл. 19.11.1970 / Карпов В. Ф., Довженко А. Ф., Шостак Н. А., Прага Л. М., Шадур Л. А., Котюк А. П., Евстафьев Б. С., Котуранов В. Н., Константинов И. Ю., Бубнов В. М., Ходос П. М., Кельрих М. Б., Осипов Т. А., Вершинский С. В., Каменомост М. Л., Болотин М. М., Чугонов Г. Ф., Челбарах ; заявитель Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – 2 с. : ил. – Текст : непосредственный.

10 **Бакушев, С. В.** Теория упругости : краткий теоретический курс / С. В. Бакушев ; Пензенский государственный университет архитектуры и строительства. – Пенза : ПГУАС, 2016. – 256 с. – Текст : непосредственный.

11 **Балабух, Л. И.** Контактные задачи сопряжения безмоментных оболочек вращения с упругими кольцами / Балабух, Л. И., Шаповалов Л. А. – Текст : непосредственный // Изв. АН СССР. – 1962. – №4. – С. 52 – 67.

12 **Балабух, Л. И.** Прочность и устойчивость шпангоутов, связанных тонкой обшивкой / Л. И. Балабух. – Текст : непосредственный // Труды ЦАГИ. – 1949. – Вып. 681. – С. 70 – 81.

13 **Балабух, Л. И.** Строительная механика ракет : учеб. для машиностр. специальностей вузов / Л. И. Балабух, Н. А. Алфутков, В. И. Усюкин. – Москва : Высшая школа, 1984. – 391 с. – Текст : непосредственный.

14 **Бате, К. Е.** Численные методы анализа и метод конечных элементов \ К. Бате, Е. Вилсон ; [перевод с английского А. С. Алексеева и др.] ; под редакцией А. Ф. Смирнова. – Москва : Стройиздат, 1982. – 448 с. – Текст : непосредственный.

15 **Белл, Дж. Ф.** Экспериментальные основы механики деформируемых твердых тел : [в 2 томах]. / Дж. Ф. Белл ; пер. с англ. Л. Е. Иофина и др. ; под ред. А. П. Филина. – Москва : Наука, 1984. – 22 см. – Текст : непосредственный.

Т. 1 : Малые деформации – 600 с.

Т. 2 : Конечные деформации – 432 с.

16 **Беспалько, С. В.** Разработка и анализ моделей повреждающих воздействий на котлы цистерн для перевозки криогенных продуктов : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание степени доктора технических наук / Беспалько Сергей Валерьевич. ; Московский государственный университет путей сообщения МГУПС (МИИТ). – Москва, 2000. – 427 с. – Текст : непосредственный.

17 **Бидерман, В. Л.** Механика тонкостенных конструкций. / В. Л. Бидерман. – Москва : Машиностроение, 1977. – 488 с. – Текст : непосредственный.

18 **Боброва, В. И.** Численный метод расчета пологих оболочек на динамические воздействия : специальность 05.23.17 «Строительная механика» : диссертация на соискание степени кандидата технических наук / Боброва Валерия Игоревна. ; Национальный исследовательский московский государственный строительный университет. – Москва, 2018. – 111 с. – Текст : непосредственный.

19 **Богачев, В. И.** Моделирование нагруженности котла железнодорожной цистерны от гидроудара при маневровом соударении :

специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : диссертация на соискание степени кандидата технических наук / Богачев Вячеслав Иванович. ; Московский государственный университет путей сообщения МГУПС (МИИТ). – Москва, 2014. – 170 с. – Текст : непосредственный.

20 **Богомаз, Г. И.** Нагруженность вагонов-цистерн при переходных режимах движения поездов: монография / Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, А. Н. Пшинько, С. В. Мямлин. – Киев : Наукова думка, 2010. – 216 с. – Текст : непосредственный.

21 **Болотин, М. М.** Исследование напряжённого состояния котлов цистерн с учётом основных конструктивных особенностей их оболочек и узлов : специальность 05.182 «Вагоностроение и вагонное хозяйство» : автореферат диссертации на соискание степени кандидата технических наук / Болотин Михаил Михайлович ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1971. – 23 с. – Текст : непосредственный.

22 **Бруякин, И. В.** Особенности напряжённо-деформированного состояния элементов котлов железнодорожных цистерн при внутреннем давлении : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : автореферат диссертации на соискание степени кандидата технических наук / Бруякин Игорь Витальевич ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1990. – 22 с. – Текст : непосредственный.

23 **Бубнов, В. М.** Исследование конструктивных вариантов опор безрамных цистерн : специальность 05.05.01 «Локомотивы (электровозы, тепловозы, газотурбовозы) и вагоны» : автореферат диссертации на соискание степени кандидата технических наук / Бубнов Валерий Михайлович ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1975. – 24 с. – Текст : непосредственный.

24 **Власов, В. З.** Контактные задачи по теории цилиндрических оболочек, подкреплённых продольными ребрами / В. З. Власов, А. К. Мрощинский. – Текст непосредственный // Исследования по вопросам теории

и проектирования тонкостенных конструкций. Сб. статей под ред. В. З. Власова. – Москва ; Ленинград, 1950. – С. 76 - 92.

25 **Власов, В. З.** Общая теория оболочек и ее приложения в технике / В. З. Власов. – Москва : Гостехиздат, 1979. – 784 с. – Текст : непосредственный.

26 **Власов, В. З.** Строительная механика тонкостенных пространственных систем / В. З. Власов. – Москва : Стройиздат, 1949. – 435 с. – Текст : непосредственный.

27 **Власов, В. З.** Балки, плиты и оболочки на упругом основании. / В. З. Власов, Н. Н. Леонтьев. – Москва : Гос. изд-во физико-математической литературы, 1960. – 491 с. – Текст : непосредственный.

28 **Галилей, Г.** Сочинения. Беседы и математические доказательства, касающиеся двух новых отраслей науки, относящихся к математике и местному движению. / Г. Галилей. – Москва : Государственное технико-теоретическое издательство, 1934. – 696 с. – Текст : непосредственный

29 **Генки, Г. К.** Теория пластических деформаций и вызываемых ими в материале остаточных напряжений / Г. Генки. – Текст : непосредственный // Теория пластичности : сб. статей. – Москва : ИЛ, 1948. – С. 117 - 135.

30 **Голованов, А. И.** Введение в метод конечных элементов статики тонких оболочек / А.И. Голованов, М.С. Корнишин. – Казань : ФТИ, 1989. – 269 с. – Текст : непосредственный.

31 **Голованов, А. И.** Метод конечных элементов в статике и динамике тонкостенных конструкций / А.И. Голованов, О.Н. Тюленева, А.Ф. Шигабутдинов. – Москва : Физматлит, 2006. – 391 с. – Текст : непосредственный.

32 **Головин, Х. С.** Одна из задач статики упругого тела / Х. С. Головин. – Текст : непосредственный // Известия Санкт-Петербургского практического технологического института. – 1881. – Т.3. – С. 373 – 410.

33 **Гольденвейзер, А. Л.** Теория упругих тонких оболочек / А. Л. Гольденвейзер. – Москва : Наука, 1976. – 512 с. – Текст : непосредственный.

34 **ГОСТ Р 5520-79.** Прокат листовой из углеродистой, низколегированной и легированной стали для котлов и сосудов, работающих под давлением. Технические условия = Rolled carbon, low-alloy and alloy steel sheets and plates for boilers and pressure vessels. Specifications : Межгосударственный стандарт : утвержден и введен в действие Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 13.02.79 N 545 : изменение N 4 принято Межгосударственным Советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол N 12 от 21.11.97). – Москва : Изд-во стандартов, 2003. – 15 с. – Текст : непосредственный.

35 **ГОСТ Р 8283-93.** Профили стальные гнутые корытные равнополочные : сортамент = Bent steel hat equal sections. Dimensions : Межгосударственный стандарт : разработан Украинским научно-исследовательским институтом металлов : принят Межгосударственным Советом по стандартизации, метрологии и сертификации (протокол № 3 от 17 февраля 1993 г.) Постановлением Комитета Российской Федерации по стандартизации, метрологии и сертификации от 19 июня 1996 г. jSfe 380 межгосударственный стандарт ГОСТ 8283—93 введен в действие непосредственно в качестве государственного стандарта Российской Федерации с 1 января 1997 г. – Минск : Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2000. – 4 с. – Текст : непосредственный.

36 **Гриднева, В. А.** Численный расчет напряженного состояния и разрушения плиты конечной толщины при ударе бойками различной формы / В. А. Гриднева, А. И. Корнеев, В. Г. Трушков. – Текст : непосредственный // Механика твердого тела. – 1977. – № 1. – С. 146 – 157.

37 Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520 мм : альбом-справочник. – Москва : ПКБ ЦВ ОАО РЖД, 2009. – 804 с. – Текст : непосредственный.

38 **Динник, А. Н.** О расчете сжатых стоек переменного сечения / А. Н. Динник // А. Н. Динник. Избранные труды, Т.3. – Киев : Издательство АН УССР, 1956. – С. 202 – 210. – Текст : непосредственный.

39 **Динник, А. Н.** Продольный изгиб. Кручение / А. Н. Динник. – Москва : Издательство Академии наук СССР, 1955. – 392 с. – Текст : непосредственный.

40 **Динник, А. Н.** Удар и сжатие упругих тел / А. Н. Динник // А.Н. Динник. Избранные труды, Т.1. – Киев : Издательство АН УССР, 1952. – С. 15 - 114. – Текст : непосредственный.

41 **Динник, А. Н.** Устойчивость упругих систем / А. Н. Динник // А.Н. Динник. Избранные труды, Т.3. – Киев:Издательство АН УССР, 1956. – С. 6 - 95. – Текст : непосредственный.

42 **Евсеев, Д. Г.** О необходимости формирования единой технической политики для обеспечения пожарной безопасности перевозки опасных грузов по железным дорогам России / Д. Г. Евсеев, В. Н. Филиппов, Г. И. Петров, Ю.Н. Шебеко, С.В Беспалько. – Текст : непосредственный // Пожаровзрывобезопасность. – 2018. – Т. 27. – № 9. – С. 26 – 34.

43 **Журавский, Д. И.** О мостах раскосной системы Гау : в 2 частях / Д. И. Журавский. – Санкт-Петербург : типография Д. Кесневиля, 1855. – 22 см. – Текст : непосредственный.

Ч. 1 : О прочном сопротивлении материалов, употребляемых в частях ферм моста раскосной системы Гау. Описание сборки Веребьинского моста. Нормы различных работ при построении моста. – 1856. – 161 с.

44 **Захарова, А. П.** Изгиб консольной цилиндрической оболочки, подкрепленной жёстким кольцом, нагруженным радиальной силой / А. П. Захарова ; под ред. В.М. Даревского. – Текст : непосредственный // Прочность цилиндрических оболочек. – Москва : Оборонгиз, 1959. – С. 17 – 36.

45 **Зенкевич, О.** Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич ; пер. с англ. ; под ред. Б. Е. Победри. – Москва : МИР, 1975. – 541 с. – Текст : непосредственный.

46 **Игнатъев, А. В.** Развитие метода конечных элементов в форме классического смешанного метода строительной механики : специализация 05.23.17 «Строительная механика» : автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Игнатъев Александр Владимирович ;

Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2019. - 38 с. – Место защиты : ФГБОУ ВО Волгоградский государственный технический университет.

47 **Ильюшин, А. А.** Механика сплошной среды : учебник / А. А. Ильюшин. – Москва : издательство МГУ, 1990. - 310 с. – Текст : непосредственный.

48 **Ильюшин, А. А.** Пластичность : в 2 частях / А. А. Ильюшин. – Москва : ОГИЗ, 1948. – 22 см. – Текст : непосредственный.

Ч. 1 : Упруго-пластические деформации. – 1948. – 376 с.

49 **Иммерман, А. Г.** Расчёт ортотропной круговой цилиндрической оболочки на поперечную нагрузку / А. Г. Иммерман. – Текст : непосредственный // Расчёт пространственных конструкций. – Москва : Госстройиздат, 1955. – Вып. 3. – С.112 – 127.

50 **Искрицкий, Д. Е.** Строительная механика элементов машин / Д. Е. Искрицкий. - Ленинград : Судостроение, 1970. – 448 с. – Текст : непосредственный.

51 **Ишлинский, А. Ю.** Осесимметричная задача пластичности и проба Бринелля / А. Ю. Ишлинский. – Текст : непосредственный // Прикладная математика и механика. – 1944. – Т. 8. – С. 201 – 224.

52 **Каганер, М. Г.** Тепловая изоляция в технике низких температур / М. Г. Каганер. – Москва : Машиностроение, 1966. – 275 с. – Текст : непосредственный.

53 **Кан, С. Н.** Влияние упругости шпангоутов на их прочность / С. Н. Кан. – Текст : непосредственный // Труды ВВИА им. Жуковского. – 1950. – Вып. 390. – С. 55 – 68.

54 **Кан, С. Н.** Расчёт самолета на прочность: учеб. для авиац. вузов / С. Н. Кан, И. А. Свердлов. – Москва : Машиностроение, 1966. – 519 с. – Текст : непосредственный.

55 **Кан, С. Н.** Строительная механика оболочек / С. Н. Кан. – Москва : Машиностроение, 1966. – 508 с. – Текст : непосредственный.

56 **Каплун, А. Б.** ANSYS в руках инженера / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. – Москва : УРСС, 2003. – 269 с. – Текст : непосредственный.

57 **Карчевский, М. М.** Смешанный метод конечных элементов для неклассических граничных задач теории пологих оболочек / М.М. Карчевский. – Текст : непосредственный // Ученые Записки Казанского Университета. Сер. физ.-мат. Науки. – 2016. – Т.158. – С. 322 – 335.

58 **Качанов, Л. М.** Теория ползучести / Л. М. Качанов. – Москва : Физматгиз, 1960. – 455 с. – Текст : непосредственный.

59 **Кирпичев, В. Л.** Лишние неизвестные в строительной механике. Расчет статически неопределимых систем / В. Л. Кирпичев. – Москва ; Ленинград : ОНТИ, 1934. – 140 с. – Текст : непосредственный.

60 **Кирпичев, В. Л.** Основания графической статики / В. Л. Кирпичев. – Москва : ГТТИ, 1933. – 227 с. – Текст : непосредственный.

61 **Кирпичев, В. Л.** Сопротивление материалов. Учение о прочности построек и машин / В. Л. Кирпичев. – Москва : Государственное издательство, 1923. – 323с. – Текст : непосредственный.

62 **Козлов, М. П.** Определение напряжений в оболочках цилиндрических частей котлов цистерн / М. П. Козлов. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2009. – № 3 (22). – С. 71 - 76.

63 **Козлов, М. П.** Технология и средства расчетной экспертной оценки технических решений по конструкциям грузовых вагонов : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Козлов Михаил Петрович ; Московский государственный университет путей сообщений. – Москва, 2011. – 24 с. – Московский государственный университет путей сообщений. – Текст : непосредственный.

64 **Колосов, Г. В.** Применение комплексной переменной к теории упругости / Г. В. Колосов. – Москва ; Ленинград : ОНТИ, 1935. – 224 с. – Текст : непосредственный.

65 **Котуранов, В. Н.** Исследование напряжений в котлах железнодорожных цистерн с учётом ступенчатого изменения толщины их оболочек / В.Н. Котуранов, С.И. Пашарин. – Текст : непосредственный. // Сб. науч. тр. МИИТ. Колебания и прочность большегрузных вагонов. – 1971. – Вып. 68. – С. 128 – 142.

66 **Котуранов, В. Н.** Исследование напряжённого состояния оболочек котлов железнодорожных цистерн с учётом упругости днищ / В. Н. Котуранов, В. П. Медведев. – Текст : непосредственный // Сб. науч. тр. МИИТ. Колебания и прочность большегрузных вагонов. – 1971. – Вып. 368. – С. 143 – 166.

67 **Котуранов, В. Н.** К вопросу формирования матрицы податливости упругой цилиндрической оболочки, подкреплённой пространственной стержневой системой / В.Н. Котуранов, Е.А. Лалуев, Г.Ф. Чугунов. – Текст : непосредственный // Сб. науч. тр. МИИТ. Конструкция, динамика и прочность большегрузных вагонов. – 1978. – Вып. 610. – С. 145 – 152.

68 **Котуранов, В. Н.** Методы исследования напряженно-деформированного состояния котлов железнодорожных цистерн : специальность 05.05.01 «Локомотивы (электровозы, тепловозы, газотурбовозы) и вагоны» : автореферат диссертации на соискание степени ученой степени доктора технических наук / Котуранов Владимир Николаевич ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1973. – 46 с. – Текст : непосредственный.

69 **Котуранов, В. Н.** Вагоны: учебник для вузов ж.д. транспорта / В. Н. Котуранов, Л. А. Шадур, И. И. Челноков, Л. Н. Никольский [и др.] ; под ред. Л. А. Шадура ; 3 изд. перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1980. – 439 с. – Текст : непосредственный.

70 **Лагранж, Ж.** Аналитическая механика / Ж. Лагранж. – Москва ; Ленинград : Гостехиздат, 1950. – 348с. – Текст : непосредственный.

71 **Лейбензон, Л. С.** Академик Л. С. Лейбензон. Собрание трудов : в 4 частях/ Л. С. Лейбензон. – Москва : Издательство Академии наук СССР, 1951. – 27 см. – Текст : непосредственный.

Ч. 1 : Теория упругости. – 1951. – 468 с.

72 **Локощенко, А. М.** Применение кинетической теории при анализе длительного высокотемпературного разрушения металлов в условиях сложного напряженного состояния (обзор) / А.М. Локощенко. – Текст : непосредственный // Прикладная механика и техническая физика. – 2012. – № 4. – С. 149 – 164.

73 **Лурье, А. И.** Статика тонкостенных упругих оболочек / А. И. Лурье. – Москва : Гостехиздат, 1947. – 252 с. – Текст : непосредственный.

74 **Людвиг, П.** Основы технологической механики / П. Людвиг. – Текст : непосредственный // Расчеты на прочность. Сборник статей. – 1971. – вып. 15. – С. 130 – 165.

75 **Малинин, Н. Н.** Кто есть кто в сопротивлении материалов / Н. Н. Малинин ; под ред. В.Л. Данилова. – Москва : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 248 с. – Текст : непосредственный.

76 **Малинин, Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести / Н.Н. Малинин ; изд. 2 ; перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1975. – 400 с. – Текст : непосредственный.

77 **Маркус, Г.** Теория упругой сетки и ее приложение к расчету плит и безбалочных перекрытий / Г. Маркус ; [пер. с нем. Д. В. Вайнберга, Л. С.Ямпольского] ; под ред. проф. Б. Н. Горбунова. – Харьков ; Киев : Гос. науч.-техн.изд-во Украины, 1936. – 438 с. – Текст : непосредственный.

78 **Медведев, В. П.** Исследование прочностных характеристик сложных оболочек вращения, применяемых в цистерностроении : специальность 05.182 «Вагоностроение и вагонное хозяйство» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Медведев Вячеслав Павлович ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1972. – 215 с. – Текст : непосредственный.

79 **Мелош, Р.** Основы получения матриц для прямого метода жесткостей / Р. Мелош. – Текст : непосредственный // Ракетная техника и космонавтика. – 1963. – № 7. – С. 169 – 175.

80 **Меньшиков, Г. П.** Внедрение цилиндрического ударника в конечную плиту / Г.П. Меньшиков, В.А. Одинцов, Л.А. Чудов. – Текст : непосредственный // Механика твердого тела. – 1976. – № 1. – С. 125 – 130.

81 **Надаи, А.** Пластичность. Механика пластического состояния вещества / А. Надаи. – Москва : Мир, 1969. – 863с. – Текст : непосредственный.

82 **Новожилов, В. В.** Теория тонких оболочек / В.В. Новожилов. – Москва : Судпромгиз, 1962. – 344 с. – Текст : непосредственный.

83 **Норри, Д.** Введение в метод конечных элементов / Д. Норри, Ж. де Фриз ; [пер. с англ. Г.В. Демидова, А.Л. Урванцева] ; под. ред. Г.И. Марчука. – Москва : Мир, 1981. – 304 с. – Текст : непосредственный.

84 **Овечников, М. Н.** Выбор рациональных параметров оболочки и укрепляющих элементов котла железнодорожной цистерны : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Овечников Михаил Николаевич ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1986. – 24 с. – Текст : непосредственный.

85 **Оганесян, Л. А.** Вариационно-разностные методы решения эллиптических уравнений / Л. А. Оганесян, Л. А. Руховец. – Ереван : Изд. Академии наук Армянской ССР, 1979. – 234 с. – Текст : непосредственный.

86 **Остроградский, М. В.** Избранные труды / М. В. Остроградский. – Москва : Изд-во Академии наук СССР, 1958. – 583 с. – Текст : непосредственный.

87 **Павленко, С. Т.** Экспериментально-теоретическое изучение напряжённо-деформированного состояния цилиндрической оболочки сосуда с накладками : специальность 01.02.03 «Строительная механика» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Павленко Станислав Трофимович ; Уральский электромеханический институт инженеров железнодорожного транспорта. – Свердловск, 1987. – 24 с. – Текст : непосредственный.

88 **Павлюченков, М. В.** Влияние начальных несовершенств котлов железнодорожных цистерн на их напряжённо-деформированное состояние /

М. В. Павлюченко. – Текст : электронный // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – 2011. – Вип. 123. – С. 136 - 141. – URL : http://www.nbu.gov.ua/portal/natural/Znpudazt/2011_123/n123-136.pdf.

89 **Папкович, П. Ф.** Теория упругости / П.Ф. Папкович. – Москва : Оборонгиз, 1939. – 640 с. – Текст : непосредственный.

90 **Перельмутер, А. В.** Актуальные проблемы численного моделирования зданий, сооружений и комплексов. Т. 1. К 25-летию научно-исследовательского центра СтаДиО. Штрихи истории метода конечных элементов : в 2 частях / А. В. Перельмутер и др. – Москва : Изд-во АСВ, 2016. – 22 см. – Текст : непосредственный.

Ч. 1 : Актуальные проблемы численного моделирования зданий, сооружений и комплексов. – 2016. – 426 с. – ISBN 978-5-4323-0164-2.

91 **Постнов, В. А.** Метод конечных элементов в расчете судовых конструкций / В. А. Постнов, И. Я. Хархурим. – Ленинград : Судостроение, 1974. – 344 с. – Текст : непосредственный.

92 **Прагер, В.** Проблемы теории пластичности / В. Прагер. – Москва : ГИФМЛ, 1958. – 136 с. – Текст : непосредственный.

93 **Прагер, В.** Теория идеально пластических тел / В. Прагер, Ф. Г. Ходж. – Москва : Иностранная литература, 1956. – 398 с. – Текст : непосредственный.

94 **Прокопович, И. Е.** Прикладная теория ползучести / И. Е. Прокопович, В. А. Зедгенидзе. – Москва : Стройиздат, 1980. – 240 с. – Текст : непосредственный.

95 **Путято, А. В.** Компьютерное моделирование гидродинамической нагруженности области люка-лаза вагона-цистерны / А. В. Путято. – Текст : электронный // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2009. – № 1(36). – С. 79 – 86. – URL : <http://www.gstu.by/sites/default/files/issues/vestnik/2009-01.pdf>.

96 **Путято, А. В.** Особенности формирования расчетных моделей для анализа перетекания жидкого груза в котле железнодорожного вагона-цистерны / А.В. Путято. – Текст : непосредственный // Механика. Теория, задачи, учебно-

методические разработки: сб. науч. тр. ; под ред. А.О. Шимановского. – Гомель, 2006. – С. 86 – 92.

97 **Путято, А. В.** Расчет на прочность котла вагона-цистерны с учётом решения задачи гидроупругости / А. В. Путято. – Текст : электронный // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – 2009. – № 108. – С. 115 – 120 – URL : http://www.nbu.gov.ua/portal/natural/Znpudazt/2009_108/n108-115.pdf.

98 **Путято, А. В.** Совершенствование элементов конструкций вагона-цистерны с учётом взаимодействия с перевозимым жидким грузом / А. В. Путято. – Текст : электронный // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Иркутский государственный университет путей сообщения. – 2010. – № 1(25). – С. 113 – 122. – URL : <http://www.irgups.ru/files/journal/1-25.pdf>.

99 **Работнов, Ю. Н.** Ползучесть элементов конструкций / Ю. Н. Работнов. – Москва : Наука, 1966. – 752 с. – Текст : непосредственный.

100 **Работнов, Ю. Н.** Сопротивление материалов / Ю. Н. Работнов. – Москва : Государственное издательство физико-математической литературы, 1962. – 456 с. – Текст : непосредственный.

101 **Райнхарт, Дж. С.** Поведение металлов при импульсивных нагрузках / Дж. С. Райнхарт, Дж. Пирсон ; [пер. с англ. Ленского В.С.]. – Москва : Иностранная литература, 1958. – 296 с. – Текст : непосредственный.

102 **Ростовцев, Г. Г.** Изгиб чистого кольца / Г. Г. Ростовцев. – Текст : непосредственный // Прочность и устойчивость элементов тонкостенных конструкций ; под ред. Е. Н. Тихомирова. – 1967. – вып. 372. – С. 42 - 49.

103 **Секулович, М.** Метод конечных элементов / М. Секулович ; [пер. с серб. Ю.Н. Зуева] ; под ред. В.Ш. Барбакидзе. – Москва : Стройиздат, 1993. – 664 с. – Текст : непосредственный.

104 **Сен-Венан, Б.** Мемуар о кручении призм. Мемуар об изгибе призм / Б. Сен-Венан ; [пер. с фр. А. А. Парийского] ; под ред. и с вступ. статьей Г.Ю. Джанелидзе. – Москва : Физматгиз, 1961. – 518 с. – Текст : непосредственный.

105 **Смолянинов, А. В.** Нагруженность и методы расчета защиты при аварийных ситуациях котлов цистерн для опасных грузов : специальность 05.22.07 «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» : автореферат диссертации на соискание степени доктора технических наук / Смолянинов Александр Васильевич ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1991. – 42 с. – Текст : непосредственный.

106 **СНиП 2.01.07 - 85.** Нагрузки и воздействия : разработаны ЦНИИСК им. Кучеренко Госстроя СССР (канд. техн. наук А.А.Бать - руководитель темы; И.А.Белышев, канд. техн. наук В.А.Отставнов, доктора техн. наук проф. В.Д.Райзер, А.И.Цейтлин), МИСИ им.В.В.Куйбышева Минвуза СССР (канд. техн. наук Л.В.Клепиков) : утверждены постановлением Государственного комитета СССР по делам строительства от 29 августа 1985 г. N 135 : дата введения 01.01.1987. – Москва : [б. и.], 2016. - 102 с. – Текст : непосредственный.

107 **Соколовский, В. В.** Теория пластичности / В. В. Соколовский ; 3 изд. – Москва : Высшая школа, 1969. – 608 с. – Текст : непосредственный.

108 Специализированные цистерны для перевозки опасных грузов. Справочное пособие. – Москва: Издательство стандартов, 1993. – 215 с. – Текст : непосредственный.

109 **Сурнин, А. Ю.** К вопросу о моделировании разрушения котла железнодорожной цистерны дугами безопасности при опрокидывании / А. Ю. Сурнин, С. В. Беспалько. – Текст : непосредственный // Транспорт Урала. – 2022. – № 4 (75). – С. 21 – 27.

110 **Сурнин, А. Ю.** Моделирование пробоя котла вагона-цистерны дугами безопасности с учетом пластичности материала / А. Ю. Сурнин, С. В. Беспалько. – Текст : непосредственный // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 8 (20). – С. 26 – 34.

111 **Сурнин, А. Ю.** Моделирование остаточных деформаций котла вагона-цистерны на основе теории ползучести / А. Ю. Сурнин, С. В. Беспалько. – Текст : непосредственный // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 7 (19). – С. 66 – 76.

112 **Тарг, С. М.** Краткий курс теоритической механики / С. М. Тарг. – Москва : Высшая школа, 1986. – 416 с. – Текст : непосредственный.

113 **Тимошенко, С. П.** Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. – Москва : Наука, 1967. – 444 с. – Текст : непосредственный.

114 **Тимошенко, С. П.** Пластинки и оболочки / С. П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – Москва : Наука, 1966. – 636 с. – Текст : непосредственный.

115 **Трушин, С. И.** Метод конечных элементов. Теория и задачи / С. И. Трушин. – Москва : Издательство АСВ, 2008. – 256 с. – Текст : непосредственный.

116 **Феодосьев, В. И.** Сопротивление материалов : учеб. для вузов / В. И. Феодосьев ; 10 изд., перераб. и доп. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999. – 592 с. – Текст : непосредственный.

117 **Филиппов, В. Н.** О защите котлов цистерн для перевозки опасных грузов / В. Н. Филиппов, А. В. Смольянинов. – Текст : непосредственный // Повышение надежности, совершенствование технического обслуживания и ремонта вагонов: межвузовский сборник научных трудов. – 1989. – № 80. – С. 65 – 71.

118 **Филиппов, В. Н.** Проблемы и методы защиты вагонов вагонов-цистерн при аварийных ситуациях / В. Н. Филиппов, В. Г. Попов, В. М. Пономарев, Ю. Н. Шебеко, С. В. Беспалько. – Текст : непосредственный // Наука и техника транспорта. – 2017. – № 1. – С. 21 – 28.

119 **Хилл, Р.** Математическая теория пластичности / Р. Хилл ; [пер. с англ. Э. И. Григолюка]. – Москва : Гостехиздат, 1956. – 407 с. – Текст : непосредственный.

120 **Ходж, Ф. Г.** Расчет конструкций с учетом пластических деформаций / Ф. Г. Ходж. – Москва : Машгиз, 1963. – 380 с. – Текст : непосредственный.

121 **Черных, К. Ф.** Линейная теория оболочек : в 2 частях. / К. Ф. Черных. – Ленинград : Изд-во ЛГУ, 1962. – 22 см. – Текст : непосредственный.

Ч. 1 : Общая теория оболочек. – 1962. – 274 с.

122 **Чугунов, Г. Ф.** К вопросу формирования матрицы жесткости оболочки вращения с произвольным меридианом / Г. Ф. Чугунов, Е.А. Лалуев, Л. Н. Миклашевская. – Текст : непосредственный // Сб. науч. тр. Тульский политехнический ин-т. – 1977. – Вып.: Вопросы строительной механики кузовов вагонов. – С. 33 – 47.

123 **Чугунов, Г. Ф.** Теоретическое и экспериментальное исследование напряжённого состояния котла безрамной цистерны, подкрепленного кольцевыми элементами жесткости : специальность 05.182 «Вагоностроение и вагонное хозяйство» : диссертация на соискание степени кандидата технических наук / Чугунов Геннадий Федосович ; Московский институт инженеров железнодорожного транспорта. – Москва, 1971. – 163 с. – Текст : непосредственный.

124 **Шадур, Л. А.** Вагоны. Конструкция, теория и расчет: учебник для вузов ж.-д. трансп / Л. А. Шадур, В. Н. Котурановур, И. И. Челноков, Л. Н. Никольский и др. ; под ред. Л. А. Шадура ; 2-е изд. перераб. и доп. – Москва, 1973. – 439 с. – Текст : непосредственный.

125 **Шимановский, А. О.** Колебания и устойчивость автомобильных и железнодорожных цистерн, перевозящих жидкие грузы : специальность 01.02.06 «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры» : автореферат диссертации доктора технических наук / Шимановский Александр Олегович ; Белорусский государственный университет транспорта. – Минск, 2011. – 46 с. – Текст : непосредственный.

126 **Шимановский, А. О.** Моделирование перетекания жидкости в резервуаре с использованием программных комплексов ANSYS и STAR-CD / А. О. Шимановский, А. В. Путято. – Текст : электронный // Вестник УГТУ - УПИ. Сборник трудов II Российской межвузовской конференции по компьютерному инженерному анализу. – 2005. – № 11 (63) – С. 103 – 110. – URL : <http://cae.ustu.ru/download/cae2005.pdf> .

127 **Andrade, E.N. da C.** On the viscous flow in metals and allied phenomena / E.N. da C. Andrade. – Текст : непосредственный // Proceedings of the Royal Society. – 1910. – Ser. A. – V. 84, № 567. – P. 1 – 12.

128 **Ansys Help** : Documentation, tutorials, and videos for Ansys products. – Canonsburg : ANSYS, inc., 2023. – URL : <https://ansyshelp.ansys.com>. – Текст : электронный.

129 **Arajs, V.** An investigation of forces on a projectile during perforation of thin aluminium plates. Thesis / V. Arajs. – Ohio : Air Force Institute of Technology, 1971. – 113 P. – Текст : непосредственный.

130 **Argiris, J.** Matrix analysis of three-dimensional elastic media - small and large displacements / J. Argiris. – Текст : непосредственный // AIAA. – J.3. – 1965. – P. 45 – 51.

131 **Argiris, J.** Triangular elements with linearly varying strain for the matrix displacement method / J. Argiris. – Текст : непосредственный // J. Royal Aero. Sci. Tech. Note. – V. 69. – 1965. – P. 711 – 713.

132 **Bailey, R. W.** Creep of steel under simple and compound stresses and the use of high initial temperature in steam power plant / R.W. Bailey. – Текст : непосредственный // Transactions of the World Power Conference. – V. 3. – 1929. – P. 129 – 198.

133 **Bailey, R. W.** The utilization of creep test data in engineering design / R.W. Bailey. – Текст : непосредственный // The Institution of mechanical engineers. Proceeding. – V. 131. – 1935. – P. 131 – 269.

134 **Bathe, K. J.** Finite element procedures / K. J. Bathe. – Englewood Cliffs : Prentice Hall, 1996. – 1036 p. – Текст : непосредственный.

135 **Bathe, K. J.** Numerical methods in finite element analysis / K. J. Bathe, E. L. Wilson. – New Jersey : Prentice-Hall, 1975. – 319 p. – Текст : непосредственный.

136 **Beltrami, E.** Sulle condizioni di resistenza dei corpi elastici / E. Beltrami. – Текст : непосредственный // Rendiconti. – V. 18. – 1885. – P. 145 – 155.

137 **Bernoulli, J.** Curvatura laminai elasticae / J. Bernoulli. – Текст : непосредственный // Acta Eruditorum. June. – V.122. – 1694. – P. 262 – 276.

138 **Bernoulli, J.** Veritable hypothese de la resistance des solides avec la demonstration de la courbure des corps qui font ressort / J. Bernoulli. – Текст : непосредственный // Histoire de l'Academie des sciences de Paris. – V. 89. – 1705. – P. 176 – 186.

139 **Bluhm, J. M.** Stresses in projectiles during penetration / J. M. Bluhm. – Текст : непосредственный // Proc. SESA. – V. 13(2). – 1955. – P. 167 – 181.

140 **Brezzi, F.** Efficient rectangular mixed finite elements in two and three space variables / F. Brezzi, J. Douglas, M. Fortin, L. D. Marini. – Текст : непосредственный // RAIRO Mod`el. Math. Anal. Numer. – V. 21. – 1987. – P. 581 – 604.

141 **Brezzi, F.** Two families of mixed finite elements for second order elliptic problems / F. Brezzi, J. Douglas, L.D. Marini. – Текст : непосредственный // Numer. Math. – V. 47. – 1985. – P. 217 – 235.

142 **Brezzi, F.** Mixed and hybrid finite element method / F. Brezzi, M. Fortin. – New-York ; Berlin ; Heidelberg ; London ; Paris ; Tokyo ; Hong Kong ; Barcelona : Springer-Verlag, 1991. – 350 p. – Текст : непосредственный.

143 **Buelfinger, G. B.** De solidorum resistentia specimen / G. B. Buelfinger. – Текст : непосредственный // Commentarii Academiae Scientiarum imperialis Petropolitanae ad annum. – T. IV. – 1735. – P. 164 – 181.

144 **Cauchy, O. L.** Recherches sur l'equilibre et le mouvement interieur des corps solider ou fluides, elastiques ou non elastiques / O. L. Cauchy. – Текст : непосредственный // Bulletin de sciences par la Societe Philomatique. – V.10. – 1823. – P. 9 – 13.

145 **Christoforou, A. P.** Analysis of impact response in composite plates / A. P. Christoforou. – Текст : непосредственный // Int. J. Solid Structures. – V. 27, № 2. – 1991. – P. 161 – 170.

146 **Clark, D. S.** The tensile impact properties of some metals and alloys / D.S. Clark, D.S. Wood. – Текст : непосредственный // Trans. Amer. Soc. for Metals. – № 45, – 1950. – P. 42 – 45.

147 **Clough, R.** Comparison of three-dimensional finite elements / R. Clough. – Текст : непосредственный // Symp. Application of FEM in Civil Eng. – № 6. – 1969. – P. 128 – 157.

148 **Clough, R. W.** The finite element methods in plane stress analysis / R. W. Clough. – Текст : непосредственный // Proceedings of 2nd ASCE. Conf. on Electronic Computation. – № 15. – 1960. – P. 289 – 308.

149 **Coriolis, G. G.** Experiences sur la resistance du plomb a l'ecrasement et sur l'influence qu'a sur sa durete une quantite inapreciable d'oxide / G. G. Coriolis. – Текст : непосредственный // Annales de chimie et de physique. – T. 44. – 1830. – P. 103 – 111.

150 **Coulomb, C. A.** Essai sur une application des regles de maximis et minimis a quelques problemes de statique relatifs a l'architecture / C. A. Coulomb. – Текст : непосредственный // Memoires de Mathematique et de Physique, presentes a l'Academie des Sciences par divers savants. – V. VIII. – 1776. – P. 343 – 382.

151 **Davenport, C. C.** Correlation of creep and relaxation properties of copper / C.C. Davenport. – Текст : непосредственный // Journal of applied mechanics. – V. 5, № 2. – 1938. – P. 53 – 60.

152 **Drucker, D. C.** Soil mechanics and plastic analysis for limit design / D. C. Drucker, W. Prager. – Текст : непосредственный // Quarterly of Applied Mathematics. – V. 10, № 2. – 1952. – P. 157 – 165.

153 **Duwez, P. E.** An experimental study of the propagation of plastic deformation under conditions of longitudinal impact / P. E. Duwez, D. S. Clark. – Текст : непосредственный // Proc. Amer. Soc. for Testing Materials. – V. 27. – 1947. – P. 47 – 52.

154 **Filippov, W. N.** Badania prototypowych urządzeń, ochraniających, armature i dennice wagonów-cystrn w awaryjnych sytuacjach / W. N. Filippov, Stanislaw Kos. – Текст : непосредственный // RPZEGLAD KOLEJOWY. – Sierpien 8/93. – 1993. – P. 31 – 33.

155 **Germain, S.** Recherches sur la nature, les bornes et l'étendue de la question des surfaces elastiques, et equation generale des ces surfaces / S. Germain. – Paris : [without a publisher], 1836. – 21 p. – Текст : непосредственный.

156 **Germain, S.** Recherches sur la theorie des surfaces elastiques / S. Germain. – Paris : [without a publisher], 1821. – 96 p. – Текст : непосредственный.

157 **Hoff, N. J.** Stress in a reinforced cylinder / N. J. Hoff. – Текст : непосредственный // Journal of Appl. Mech. – №3. – 1949. – P. 17 – 24.

158 **Hooke, R.** Lectures. De potentia restitutiva, or of spring, explaining, the power of springing bodies / R. Hooke. – Текст : непосредственный // Early Science in Oxford. – V. VIII. – 1931. – P. 331 – 356.

159 **Hopkinson, B.** The effects of momentary stresses in metals / B. Hopkinson. – London : Proc. Roy. Soc, 1905. – 74 p. – Текст : непосредственный.

160 **Hopkinson, J.** On the rupture of iron wire by a blow / J. Hopkinson. – Текст : непосредственный // Proc. Manchester Literary and Philos. Soc. – V. 10, № 6. – 1872. – P. 11 – 40.

161 **Hrennikoff, A.** Solution of problems of elasticity by the framework method / A. Hrennikoff. – Текст : непосредственный // Journal of Applied Mechanics. – V. 8, № 4. – 1941. – P. 169 – 175.

162 **Huber, M. T.** Właściwa praca odkształcenia jako miara wyężenia materiału / M. T. Huber. – Текст : непосредственный // Czasopismo Techniczne. – № 3. – 1904. – S. 33 – 40.

163 **Krafft, J. M.** Weight-bar apparatus for measuring forces resisting ballistic penetration / J. M. Krafft. – Текст : непосредственный // Rev. Sci. Instr. – № 26. – 1955. – P. 539 – 542.

164 **Lame, G.** Memoire sur l'equilibre interieur des corps solideshomogenes / G. Lamé, B.P.E. Clapeyron. – Текст : непосредственный // Memoires presents par divers savants. – V. 4. – 1833. – P. 465 – 562.

165 **Levy, M.** Extrait du memoire sur les equations generals des mouvements interieurs des corps solides ductiles au dela des limites ou l'elasticite pourrait les ramener

a leur premier etat / M. Levy. – Текст : непосредственный // J. Math. Pures. Appl. – S. II, V. 16. – 1871. – P. 369 – 372.

166 **Levy, N** Normal impact and perforation of thin plates by hemispherically-tipped projectiles / N. Levy, W. Goldsmith. – Текст : непосредственный // I. Analytical Considerations. International Journal of Impact Engineering. – V. 2, № 3. – 1984. – P. 209 – 229.

167 **Levy, N.** Normal impact and perforation of thin plates by hemispherically-tipped projectiles / N. Levy, W. Goldsmith. – Текст : непосредственный // II. Experimental Results. Int. J. Impact Engineering. – V. 2, № 4. – 1984 – P. 299 – 324.

168 **Marcus, H.** Die theorie elastischer gewebe und ihre anwendung auf die Berechnung biegsamer platten / H. Marcus. – Berlin : Verlag von Julius Springer, 1924. – 372 p. – Текст : непосредственный.

169 **Mariotte, E.** Traite du mouvement des eaux et des autres corps fluids / E. Mariotte. - Paris : Chez Jean Jombart, pres des Auguftins, a l'Image Notre-Dame, 1686. – 421 p. – Текст : непосредственный.

170 **McHenry, D. A.** Lattice anthology of the solution of plane stress problems / D. A. McHenry. – Текст : непосредственный // J. Inst. Civ. Eng. – V. 21, № 1. – 1943. – P. 59 – 82.

171 **Melosh, R. J.** Matrix methods of structural analysis / R.J. Melosh. – Текст : непосредственный // J. Aerospace Sct. – V. 29. – 1962. – P. 84 – 96.

172 **Mierzejewski, H.** Podstawy mechaniki cial plastycznych. / H. Mierzejewski. – Warszawa : Nakladem Akademji Nauk Technicznych, 1927. – 103 s. – Текст : непосредственный.

173 **Mises, R.** Mechanic der plastischen formänderung von kristallen / R. Mises. – Текст : непосредственный // ZAMM. – V. 8, № 3. – 1928. – S. 161 – 184.

174 **Nadai, A.** The creep of metals / A. Nadai. – Текст : непосредственный // Transaction of the ASME. – V. 55. – 1933. – P. 61 – 68.

175 **Navier, C. L. M. H.** Experiences sur la resistance de divers substances a la rupture causee par une tension longitudinale / C. L. M. H Navier. – Текст :

непосредственный // *Annales de chimie et de physique*. – V. 33. – 1826. – P. 225 – 240.

176 **Navier, C. L. M. H.** Memoire sur les lois de l'equilibre et du mouvement des corps solides elastiques / C. L. M. H Navier. – Текст : непосредственный // *Memoires de l'Academie des Sciences de Paris*. – V. 7. – 1827. – P. 375 – 393.

177 **Newmark, N. M.** Numerical methods of analysis in bars, plates, and elastic bodies / N. M. Newmark. – New-York : The Macmillan Co, 1949. – 230 p. – Текст : непосредственный.

178 **Norton, F. H.** Creep of steel at high temperatures / F. H. Norton. – New-York: Mc. Graw-Hill Book Company, 1929. – 67 p. – Текст : непосредственный.

179 **Oden, J. T.** A general theory of finite elements / J. T. Oden. – Текст : непосредственный // *Int. J. Num. Eng.* – № 1. – 1969. – P. 205 – 260.

180 **Oden, J. T.** Some observation on properties of certain mixed finite element approximations / J. T. Oden, J. N. Reddy. – Текст : непосредственный // *Int. J. Numer. Meth. Eng.* – V. 9, № 4. – 1975. – P. 933 – 938.

181 **Odqvist, F. K. G.** Creep stresses in a rotating disk / F. K. G. Odqvist. – Текст : непосредственный // *Proceedings of the IV International Congress of the Applied Mechanics*. – V. 97. – 1934. – P. 228 – 229.

182 **Odqvist, F. K. G., Hult J.** Kriechfestigkeit metallischer werkstoffe / F. K. G. Odqvist. – Berlin : Springer-Verlag, 1962. – 303 S. – Текст : непосредственный.

183 **Odqvist, F. K. G.** Mathematical theory of creep and creep rupture : Second edition / F. K. G. Odqvist. – Oxford : At the Clarendon Press, 1974. – 200 p. – Текст : непосредственный.

184 **Parent, A.** De la veritable mecanique de resistance des solides, et reflections sur la systeme de M. Bernoulli de Bale / A. Parent. – Текст : непосредственный // *Essais et recherches des mathematiques et des physiques*. – V.3. – 1713. – P. 187 – 201.

185 Penetration resistance measurement at ballistic speeds : NRL Report / Proc. 6th International Congr. Appl. Mech. ; imp. G. R Irwin. – Washington, 1946. – 95 p. – Текст : непосредственный.

186 **Poceski, A.** A mixed finite element method for bending of plates / A. Poceski. – Текст : непосредственный // *Int. J. Num. Meth. Eng.* – V. 9, № 1. – 1975. – P. 3 – 15.

187 **Poceski, A.** From deformation to mixed and hybrid formulation of the finite element method / A. Poceski. – Текст : непосредственный // *J. Theor. App. Mechanics, Yug. Society of Mechanics.* – № 5. – 1979. – P. 135 – 150.

188 **Poceski, A.** Mixed finite element method / A. Poceski. – Verlag ; Berlin ; Heidelberg : Springer, 1992. – 356 p. – Текст : непосредственный.

189 **Saint-Venant, B.** Memoire sur l'etablissement des equation differenielles des mouvements interieurs operes dans les corps solides ductiles au dela des limites ou l'elasticite pourrait les ramener a leur premier etat / B. Saint-Venant. – Текст : непосредственный // *J.d. Math Pures Appl. Liouville.* – S. II, V. 16. – 1871. – P. 308 – 316.

190 **Saint -Venant, B.** Memoires sur la resistance des solides suivis de deu notes la flexion des pieces a double cuorbure / B. Saint-Venant. – Paris : bachelier, 1844. – 70 p. – Текст : непосредственный.

191 **Soderberg, C. R.** The interpretation of creep tests for machine design / C. R. Soderberg. – Текст : непосредственный // *Transactions of the ASME.* – V. 58. – 1936. – P. 733 – 743.

192 **Sun, C. J.** Dynamic response of anisotropic plates under initial stress due to impact of Mass / C. J. Sun, S. Chattopadhyay. – Текст : непосредственный // *J. Appl. Mech.* – V. 2, № 3. – 1975. – P. 693 – 698.

193 **Sun, C. J.** On the impact of initially stressed composite laminates / C. J. Sun, J.K. Chen. – Текст : непосредственный // *J. Composite Materials.* – V. 19. – 1985. – P. 490 – 504.

194 **Surnin, A. Ju.** The introduction of the Variation Method and the Method of the Final Elements to determine the static load of the boiler of the railway tank / A. Ju. Surnin, S. V. Bespalco, N. A. Kornienko. – Текст : непосредственный // *Technical and Natural sciences.* – December 2020, special issue. – 2020. – P. 61-69.

195 **Surnin, A. Ju.** Using the end-element method to determine the static load of the boiler of railway tank / A. Ju. Surnin, S. V. Bepalco, N. A. Kornienko, L. V. Kolokolchikova. – Текст : непосредственный // Science. Research. Practice. – December 2020, special issue. – 2020. – P. 126-129.

196 Theoretical and experimental study of rigid projectile penetration mechanics : FOA Reports / Research Institute of National Defence ; imp. A. A. Persson. - Stockholm, 1977. – 112 p. – Текст : непосредственный.

197 **Tresca, H.** Memoire sur lecoulement des corps solides soumis a ‘des fortes pressions / H. Tresca. – Paris : Comptes Rendus de L’Academie des Sciences, 1864. – 59 p. – Текст : непосредственный.

198 **Turner, M. J.** Stiffness and deflection analysis of complex structures / M. J. Turner. – Текст : непосредственный // J. Aero. Sci. – V. 23, № 9. – 1956. – P. 805 – 824.

199 **Varignon, P.** De la resistance des solides en general pour tout ce qu’on peut faire d’hypothesis touchant la force ou la tenacite des fibres des corps a rompe; et en particulier pour les hypotheses de Galilee et de M. Mariotte / P. Varignon. – Paris : Histoire de l’Academie Royale des Sciences Annee, 1702. – 94 p. – Текст : непосредственный.

200 **Vicat, L. J.** Note sur l’allongement progressif du fil de fer soumis a divers tensions / L. J. Vicat. – Текст : непосредственный // Annales des ponts et chaussees. – S.1. – 1834. – P. 40 – 44.

201 **Von Karman, T.** The propagation of plastic deformation in solids / T. Von Karman, P. Duvez. – Текст : непосредственный // Journ. of Appl. Phys. – V. 21, № 10. – 1950. – P. 987 – 1009.

202 **Vreeland, T. Jr.** A Study of the mechanism of the delayed yield phenomenon / T.Jr. Vreeland, D.S. Wood, D.S. Clark. – Текст : непосредственный // Trans. Amer. Soc. for Metals. – V. 45. – 1953. – P. 620 – 645.

203 **Weber, W.** Ueber die elastitaet der seidenfaeden / W. Weber. – Текст : непосредственный // Annalen der Physik und Chemie. Zweite serie. – V. 34. – 1835. – S. 247 – 257.

204 **Wingrove, A. L.** The forces for projectile penetration of aluminium / A.L. Wingrove. – Текст : непосредственный // J. Phys. Appl. Phys. – V. 5. – 1972. – P. 1294 - 1303.

205 **Wood, D. S.** The influence of temperature upon the time delay for yielding in annealed mild steel / D.S. Wood, D.S. Clark. – Текст : непосредственный // Trans. Amer. Soc. for Metals. – V. 43. – 1951. – P. 571 – 589.

206 **Young, T.** A course of lectures on natural philosophy and the mechanical arts / T. Young. – London : Printed for J. Johnson, 1807. – 738 p.

207 **Zienkiwicz, O. C.** The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics / O.C. Zienkiwicz, Y. Cheung. – New-York : McGraw-Hill Book Company, 1967. – 272 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

**ДЕФОРМАЦИЯ В МОМЕНТ РАЗРУШЕНИЯ, ВЫБОРКА ПО ТОЛЩИНЕ
КОТЛА И БРОНЕВОЙ ПЛАСТИНЫ**

Таблица А.1 – Деформация для броневой пластины круглой формы радиусом 30 см

Влияние толщин стенок котла и броневой пластины			
Толщина котла 1 см		Толщина котла 1,1 см	
Толщина броневой пластины, см	Деформация, см	Толщина броневой пластины, см	Деформация, см
0,6	0,832	0,6	0,543
0,8	2,301	0,8	0,647
1	2,446	1	0,822
1,2	0,472	1,2	1,037
1,4	0,385	1,4	0,512
1,6	0,352	1,6	0,362
1,8	0,336	1,8	0,342
2	0,343	2	0,348
Толщина котла 1,2 см		Толщина котла 1,3 см	
Толщина броневой пластины, см	Деформация, см	Толщина броневой пластины, см	Деформация, см
0,6	0,542	0,6	1,667
0,8	0,551	0,8	0,551
1	0,729	1	0,653
1,2	0,945	1,2	0,765
1,4	0,507	1,4	0,949
1,6	0,404	1,6	0,391
1,8	0,349	1,8	0,353
2	0,385	2	0,399

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

Таблица А.2 – Деформация для броневой пластины круглой формы радиусом 40 см

Влияние толщин стенок котла и броневой пластины			
Толщина котла 1 см		Толщина котла 1,1 см	
Толщина броневой пластины, см	Деформация, см	Толщина броневой пластины, см	Деформация, см
0,6	0,639	0,6	0,544
0,8	0,646	0,8	0,551
1	2,197	1	0,729
1,2	2,106	1,2	0,867
1,4	2,166	1,4	1,987
1,6	0,442	1,6	0,537
1,8	0,375	1,8	0,441
2	0,263	2	0,257
Толщина котла 1,2 см		Толщина котла 1,3 см	
Толщина броневой пластины, см	Деформация, см	Толщина броневой пластины, см	Деформация, см
0,6	0,927	0,6	0,542
0,8	0,551	0,8	0,552
1	0,638	1	0,561
1,2	0,805	1,2	0,767
1,4	1,889	1,4	0,858
1,6	1,941	1,6	1,846
1,8	0,431	1,8	0,511
2	0,369	2	0,409

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

Таблица А.3 – Деформация для броневой пластины овальной формы радиусом 20 см

Влияние толщин стенок котла и броневой пластины			
Толщина котла 1 см		Толщина котла 1,1 см	
Толщина броневой пластины, см	Деформация, см	Толщина броневой пластины, см	Деформация, см
0,6	0,775	0,6	0,562
0,8	0,308	0,8	0,619
1	2,793	1	0,916
1,2	3,088	1,2	1,571
1,4	3,573	1,4	1,624
1,6	0,729	1,6	1,734
1,8	0,187	1,8	0,401
2	0,137	2	0,431
Толщина котла 1,2 см		Толщина котла 1,3 см	
Толщина броневой пластины, см	Деформация, см	Толщина броневой пластины, см	Деформация, см
0,6	0,535	0,6	0,508
0,8	0,562	0,8	0,536
1	0,733	1	0,653
1,2	0,949	1,2	0,857
1,4	1,511	1,4	1,405
1,6	1,625	1,6	1,444
1,8	0,399	1,8	1,553
2	0,443	2	0,426

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

Таблица А.4 – Деформация для броневой пластины прямоугольной формы 40×80 см

Влияние толщин стенок котла и броневой пластины			
Толщина котла 1 см		Толщина котла 1,1 см	
Толщина броневой пластины, см	Деформация, см	Толщина броневой пластины, см	Деформация, см
0,6	0,639	0,6	0,638
0,8	0,739	0,8	0,645
1	2,792	1	0,916
1,2	1,681	1,2	1,568
1,4	1,801	1,4	1,606
1,6	1,906	1,6	1,721
1,8	2,004	1,8	1,813
2	0,275	2	0,321
Толщина котла 1,2 см		Толщина котла 1,3 см	
Толщина броневой пластины, см	Деформация, см	Толщина броневой пластины, см	Деформация, см
0,6	0,543	0,6	0,542
0,8	0,645	0,8	0,549
1	0,733	1	0,653
1,2	0,961	1,2	0,865
1,4	1,507	1,4	1,402
1,6	1,607	1,6	1,439
1,8	1,699	1,8	1,529
2	1,724	2	1,614