

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

На правах рукописи

Громаков Максим Сергеевич

Оценка влияния жидкого груза на устойчивость вагона-цистерны от
опрокидывания в кривой

2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и
электрификация (технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Беспалько Сергей Валерьевич

Москва – 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ ВАГОНА С ЖИДКИМ ГРУЗОМ И ОЦЕНКИ ЕГО УСТОЙЧИВОСТИ.....	9
1.1 Обзор исследований колебаний экипажей и жидкости в емкостях.....	11
1.1.1 Обзор теоретических методов исследования колебаний идеальной жидкости в емкостях.....	11
1.1.2 Обзор теоретических методов исследования колебаний реальной жидкости в емкостях.....	17
1.1.3 Метод гидравлического моделирования колебаний жидкости. Теория «Мелкой воды».....	23
1.1.4 Обзор экспериментальных методов исследования колебаний жидкости в емкостях.....	24
1.2 Обзор методов оценки устойчивости вагона.....	26
1.2.1 Обзор методов оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса.....	26
1.2.2 Обзор методов оценки устойчивости вагона от опрокидывания наружу и внутрь кривой.....	27
1.3 Обзор исследований в области динамики вагона с жидким грузом и устойчивости вагона.....	28
1.3.1 Обзор исследований динамики вагона с жидким грузом.....	28
1.3.2 Обзор исследований устойчивости вагона.....	32
1.4 Выводы по разделу 1.....	34
2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ И ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ С ЖИДКИМ ГРУЗОМ ПО КРИВЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ.....	37
2.1 Математическая модель колебаний цистерны.....	37
2.2 Математическая модель колебаний жидкого груза в котле цистерны.....	42
2.3 Алгоритм численного интегрирования дифференциальных уравнений колебаний цистерны с неполным наливом.....	49
2.4 Разработка энергетического критерия оценки устойчивости колесной пары от вкатывания гребня колеса на головку рельса.....	51
2.5 Разработка критерия оценки устойчивости колесной пары от опрокидывания вагона наружу и во внутрь кривой при движении по кривому участку пути.....	55

2.6 Выводы по разделу 2.....	57
3 ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ.....	58
3.1 Оценка достоверности разработанной методики поперечных колебаний жидкого груза в котле цистерны с применением модельного эксперимента.....	58
3.2 Исследование энергетического критерия устойчивости вагона от вкатывания гребня колеса на головку рельса в сравнении с нормативной проверкой	71
3.3 Выводы по разделу 3.....	76
4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОПЕРЕЧНОЙ ДИНАМИКИ ВАГОНА С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОГО ГРУЗА	78
4.1 Определение исходных данных для теоретического исследования	78
4.2 Определение исходных данных для теоретического исследования	86
4.3 Исследование характера колебаний экипажа с жидким грузом при движении вагона по кривому участку пути.....	87
4.4 Определение критических режимов движения вагона по кривому участку пути (Вариант расчета № 1)	92
4.5 Определение критических режимов движения вагона по кривому участку пути (Вариант расчета № 2)	107
4.6 Определение критических режимов движения вагона по кривому участку пути (Вариант расчета № 3)	116
4.7 Исследование коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики ...	122
4.8 Предложения по улучшению норм возвышений наружного рельса и ограничений скоростных режимов в кривых участках пути.....	125
4.9 Выводы по разделу 4.....	128
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	130
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	133
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	134
ПРИЛОЖЕНИЕ А	150

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В настоящее время тенденции развития железнодорожного транспорта Российской Федерации состоят в увеличении массы поездов и скоростей их движения. Также существуют проекты строительства железных дорог в условиях крайнего севера в зонах с возможными сильными ветрами. Сжиженные газы являются опасными грузами. При повреждении котла цистерны, перевозящей такой груз, может произойти его утечка, что может привести к трагическим последствиям. Сжиженные газы перевозятся вагонами-цистернами с избыточным давлением внутри котла. Перевозящие опасные жидкие грузы вагоны, а также железнодорожный путь должны обеспечивать максимальную безопасность движения и сохранность груза.

Для компенсации изменения объема жидкости при повышении температуры котел заполняют жидким грузом не до конца. Уровень заполнения цистерны для сжиженных газов составляет 85-90 % ее объема. При прохождении вагоном кривых участков пути, ввиду возвышения наружного рельса, жидкий груз в котле цистерны колеблется. Изменяется положение центра масс жидкого груза, а также вагона. Также жидкий груз создает давление на боковые стенки котла цистерны, которое повышается при увеличении уровня жидкого груза и изменении скорости его движения относительно контура котла цистерны. Таким образом, колебания жидкости вносят вклад в поперечные колебания вагона. Поперечные колебания кузова могут приводить к сходу колесной пары с рельсов в результате вкатывания гребня колеса на головку рельса, а также к опрокидыванию вагона. Данная проблема не исследована достаточно полно. Также необходимо отметить, что существующая методика оценки устойчивости колесной пары от вкатывания гребня колеса на головку рельса предполагает оценку устойчивости исходя из условия, что вкатывание является пороговым режимом, при котором происходит либо сход вагона с рельсов, либо опускание колеса обратно в колею.

С учетом тех последствий, которые могут произойти при сходе с рельсов вагона с опасным грузом, можно сделать вывод о целесообразности исследований данной темы, как теоретических, так и экспериментальных. Так как экспериментальные исследования вагонов с опасными грузами, а именно опасных режимов их движения, - задача достаточно сложная и дорогостоящая, целесообразно выполнять теоретические исследования с применением математического моделирования, а также разработки методов оценки устойчивости вагона, не допускающих возникновения критических режимов.

Степень разработанности темы исследования. Изучение колебаний жидкости в котле цистерны является сложной и трудоемкой задачей. Системы дифференциальных уравнений, описывающих движение жидкости в замкнутом контуре, в большинстве своем не имеют точного решения. В настоящее время исследование таких математических моделей реализуемо благодаря возможностям современных ЭВМ. Созданы специализированные программные продукты, среды программирования и САД-системы, позволяющие решать сложные математические модели с применением численных методов интегрирования.

Тем не менее, задачей динамики жидкости ученые занимались и ранее. В работах Н.Е. Жуковского, Ю.П. Бороненко, М.Ф. Вериги, К.И. Гопака, П.И. Горькова, А.А. Долматова, Н.Н. Кудрявцева, В.И. Перехреста, Ю.С. Ромена, М.М. Соколова, А.Н. Филатова, Ю.М. Черкашина, П.В. Шевченко и других авторов жидкость рассматривалась, как твердое тело. Часто к твердому телу добавлялись маятники. В научно-исследовательских работах, проводившихся на кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» РУТ (МИИТ) были исследованы продольные колебания жидкости в котле цистерны при маневровых соударениях, а также нагруженность элементов вагона в результате продольных колебаний жидкого груза с применением уравнений гидродинамики, теории мелкой воды и метода характеристик.

В части устойчивости вагонов разработан ряд нормативных проверок, которые предполагают оценку его устойчивости исходя из параметров вагона, а также значений коэффициентов динамики. Исследования устойчивости вагонов и

колесных пар были выполнены В.А. Лазаряном, Л.А. Длугачем, М.Л. Коротенко, С.В. Вершинским, В.Н. Даниловым, В.Д. Хусидовым, В.С. Лысюком, Н.Е. Жуковским, А.Н. Давыдовым, и другими авторами.

Объект исследования. Вагоны-цистерны, перевозящие жидкие опасные грузы (сжиженные газы) с неполным наливом.

Предмет исследования. Динамика вагонов-цистерн, перевозящих жидкие опасные грузы с неполным наливом в кривых участках пути с учетом колебаний жидкого груза, а также их устойчивость при движении по данным участкам железных дорог.

Цели исследования.

1 Исследование поперечной динамики вагона, с учетом колебаний жидкого груза.

2 Повышение безопасности движения вагонов-цистерн в кривых участках пути, перевозящих жидкие опасные грузы с неполным наливом.

В рамках данной работы для достижения поставленной цели были поставлены и решены следующие **задачи:**

1 разработка математической модели поперечных колебаний экипажа вагона-цистерны и жидкого груза в котле;

2 разработка алгоритма решения задачи движения вагона по кривому участку пути, удобного для реализации на ЭВМ;

3 определение давления жидкого груза на боковые стенки котла цистерны;

4 разработка энергетического критерия оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса;

5 исследование поперечной динамики вагона с учетом колебаний жидкого груза, определение опасных режимов движения;

6 определение допустимых возвышений наружного рельса в кривых участках пути для различных вариантов цистерн;

7 определение максимально допустимых скоростей движения в кривых участках пути для различных вариантов цистерн.

8 разработка рекомендаций по повышению безопасности движения в кривых участках пути для вагонов, перевозящих жидкие грузы с неполным наливом.

Научная новизна. Разработана математическая модель колеблющейся жидкости (поперечные колебания) на основе уравнений гидродинамики. Разработан энергетический метод оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса,

Теоретическая и практическая значимость работы. Разработана методика моделирования поперечных колебаний вагона-цистерны с учетом жидкого груза на основе уравнений гидродинамики. Составлен алгоритм и разработано программное приложение в среде программирования *C++ Builder*, моделирующее поперечные колебания вагона, движущегося по кривому участку пути, а также колебания жидкости. Данная программа предназначена для исследования устойчивости вагона с жидким грузом и может использоваться:

- при проектировании вагонов-цистерн, перевозящих жидкие грузы различной плотности, для выполнения нормативных проверок устойчивости;
- для оценки динамических свойств существующих эксплуатируемых вагонов-цистерн и для проверки технических решений.

Применение данной методики при проектировании вагонов может сделать возможным снижение затрат на натурные испытания.

Методика приведена в виде математической формулировки и алгоритма блок-схемы. Данный вид доступен для освоения специалистами, занимающимися разработкой и проектированием вагонов-цистерн. Реализовать разработанную методику возможно на любых ЭВМ.

Предложен новый критерий оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса на основе энергетических принципов.

Методология и методы исследования. Математическая модель поперечных колебаний жидкости в котле цистерны разработана на основе уравнений Эйлера и уравнения неразрывности и представлена в виде двумерной гидродинамической задачи.

Математическая модель колебаний вагона оставлена на основе принципа Даламбера.

При интегрировании дифференциальных уравнений применен численный метод Эйлера.

Положения, выносимые на защиту.

1 Математическая модель поперечных колебаний экипажа и жидкого груза в котле цистерны.

2 Методика оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса с применением энергетического критерия.

3 Результаты исследований поперечной динамики цистерны с учетом колебаний жидкого груза, полученные с применением разработанной методики.

4 Предложения по улучшению норм возвышений наружного рельса и ограничения скоростных режимов в кривых участках пути.

Степень достоверности. Достоверность разработанной методики моделирования колебаний жидкого груза в котле цистерны с неполным наливом подтверждается результатами проведенного модельного эксперимента. Достоверность и целесообразность использования энергетического критерия при оценке устойчивости колесной пары от вкатывания гребня колеса на головку рельса подтверждается его сравнением с нормативной проверкой.

Апробация результатов. Основные результаты работы были представлены на четырех научно-практических конференциях: «Безопасность транспорта и сложных технических систем глазами молодежи» 10-13 апреля 2018 г., ИрГУПС, Международная интернет-конференция «Современные проблемы железнодорожного транспорта» 21-22 марта 2019 г., РУТ (МИИТ), Международная интернет-конференция «Современные проблемы железнодорожного транспорта» 7 апреля 2020 г. РУТ (МИИТ), International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon) 6-9 Октября 2020, ДВФУ.

1 ОБЗОР ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ ВАГОНА С ЖИДКИМ ГРУЗОМ И ОЦЕНКИ ЕГО УСТОЙЧИВОСТИ

Постановка задачи. Прохождение железнодорожным составом кривых участков пути является опасным режимом движения вагона. Действие на вагон и груз центробежной силы приводит к дополнительным усилиям в конструкции вагона, оказывающим воздействие на общую его динамику. Возвышение наружного рельса с переходными кривыми, а также извилистое движение колесной пары создает колебания кузова вагона, что влияет на его устойчивость. Отдельного внимания заслуживают вагоны-цистерны, которые перевозят жидкие грузы с неполным наливом. Это в основном цистерны для перевозки сжиженных углеводородных газов: пропана, бутана и их смесей, при перевозке которых необходимо компенсировать увеличение объема жидкого груза. Колебания вагона создают возмущающее воздействие на жидкий груз, находящийся в котле цистерны, а колебания жидкого груза воздействуют на общую динамику вагона-цистерны. Исследование поперечной динамики цистерны с учетом колебаний жидкого груза необходимо при оценке устойчивости вагона при опасных режимах движения.

Задача оценки устойчивости вагона с учетом колебаний жидкого груза состоит из нескольких этапов. Сначала необходимо определить силы давления жидкого груза, создаваемые на стенках котла цистерны. Данный этап сводится к решению гидродинамической задачи. Во-вторых, нужно оценить возможность схода от вкатывания гребня колеса на головку рельса и опрокидывания наружу и во внутрь кривой.

Для определения усилий, создаваемых жидкостью на боковых стенках цистерны необходимо построить математическую модель жидкости в двумерном координатном пространстве, ограниченным геометрическими параметрами цистерны, после чего определить в каждой точке горизонтальную и вертикальную скорость жидкости. Математическая модель жидкости представляет из себя систему дифференциальных уравнений движения жидкости относительно каждой

из координат и уравнения неразрывности. Для решения заданной системы необходимо задать начальные и граничные условия. Для определения начальных условий, в свою очередь, необходимо построить математическую модель обрессоренных частей вагона и определить значения показателей бокового отбоя, боковой качки и подпрыгивания в каждый момент времени. Граничные условия выбираются исходя из геометрических характеристик цистерны и уровня налива жидкого груза. Кинематические граничные условия на стенках котла цистерны определяются невозможностью жидкости проникать через твердую оболочку. Кинематические граничные условия свободной поверхности определяются допущением того, что частица жидкости, находящаяся в заданный момент времени на свободной поверхности жидкости, находится в этом положении в течение всего времени движения. Динамические граничные условия для свободной поверхности при исследовании идеальной жидкости заключается в постоянстве данного показателя, равному, например, давлению окружающей среды. В большинстве случаев давление на свободной поверхности выбирается равным атмосферному. Окончательные же значения граничных условий выбираются из конкретных особенностей выбранной расчетной схемы, решаемой задачи, а также принятых допущений. Для решения гидродинамической задачи можно использовать математические модели механики сплошной среды. Таковыми являются: модель идеальной жидкости, описанная уравнениями Эйлера, модель вязкой жидкости, описанная уравнениями Навье-Стокса, теория мелкой воды, квазигидродинамическая и стохастические модели. Стохастические модели в большей мере подходят для исследования турбулентных режимов движения жидкости и движения газов. Решение систем дифференциальных уравнений, описывающих физические процессы с крайне сложно использованием точных методов. В данных случаях, исходя из условий решаемой задачи, принимаются упрощения выбранной системы, а также ее решение численными методами интегрирования.

Для оценки устойчивости вагона необходимо выполнить проверку устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса и от опрокидывания

вагона во внутрь и наружу кривой по выбранному критерию. Одной из задач данного диссертационного исследования является разработка энергетического критерия устойчивости вагона, суть которого заключается в недопущении вкатывания колеса на головку рельса и в недопущении обезгруживания колеса. Критерий устойчивости колеса от вкатывания на головку рельса заключается в сопоставлении работы сил, действующих на колесо по линии гребня с потенциальной энергией поперечного перемещения колесной пары, в результате извилистого движения. Критерий недопущения обезгруживания колеса определяется значением реакций в рессорных комплектах тележек вагона, которые в свою очередь рассчитываются с помощью математической модели вагона.

Таким образом, математическая модель вагона для решения заданной задачи представляет из себя два, взаимосвязанных модели: механической части вагона и жидкого груза, что позволяет объективно оценивать, как механические показатели, так и влияние колебаний жидкого груза на общий динамический процесс.

Далее в данном разделе диссертационной работы рассматриваются математические модели, методы и научные исследования динамики экипажей и динамики жидкости, а также устойчивости вагона.

1.1 Обзор исследований колебаний экипажей и жидкости в емкостях

1.1.1 Обзор теоретических методов исследования колебаний идеальной жидкости в емкостях

Построить математическую модель движения жидкости можно с помощью основных двух методов: метода Лагранжа и метода Эйлера [1]. Метод Лагранжа предполагает исследование движения точек жидкости в пространстве и каждое из его уравнений предполагает определение координаты конкретной точки жидкости. Метод Лагранжа может быть применен тогда, когда не происходит значительного

перемещения жидкости. Расчетные узлы жидкости в данном методе располагают непосредственно на свободной поверхности, что является удобным для отслеживания ее положения. Метод Лагранжа обладает достаточно высокой точностью и простотой вычисления, однако в том случае, когда деформация жидких частиц жидкости достаточно велика, точность расчета существенно снижается, за счет искажений расчетной сетки [2]. На подходе Лагранжа основаны такие программные методы, как LINC (Метод Лагранжа для несжимаемой жидкости) [3], МКР – Метод конечных разностей [4], МКЭ – Метод конечных элементов [5-7] и МКО – Метод контрольных объемов [4].

В методе Эйлера исследуют поля скалярных и векторных параметров жидкости: ускорение, скорость и т.д. в конкретной точке пространства. Преимуществом метода Эйлера является неподвижная расчетная сетка. Недостатками же данного подхода являются сложности в постановке нелинейных граничных условий на свободной поверхности и определение подвижной границы в каждый момент времени. Проблему определения подвижной границы можно решить с помощью дискретных лагранжевых или непрерывных эйлеровых маркеров. На данном подходе основаны такие программные методы, как MAC-метод и его модификации. Данные методы в большей мере применимы для задач с вязкой жидкостью, о которой будет сказано ниже.

С помощью метода Эйлера было решено немало задач, связанных с движением жидкости в емкостях, заполненных полностью, а также с неполным наливом. Ниже данные исследования рассмотрены более подробно.

Исследования движения идеальной жидкости в емкостях начались в середине XIX века. В первых работах были приведены исследования емкостей различной формы. Данные емкости были полностью заполнены жидкостью. Исследования движения жидкости в прямоугольных полостях, а также в полостях, имеющих форму параллелепипеда и цилиндра с основанием в форме кругового сектора, были проведены Стоксом в 1849 году. На основании своих исследований Стокс сделал предположение, что если при малых скоростях жидкость заменить эквивалентным твердым телом, то это не повлияет на общую динамику твердого тела-емкости.

Гельмгольц в 1860 году представил исследование колебаний твердого тела со сферической полостью, заполненной идеальной жидкостью в зависимости от трения жидкости. В 1873 году Ламб издал курс гидродинамики, в котором рассмотрел движение идеальной жидкости в емкости эллипсоидальной формы. В 1883 году Нейманом были опубликованы исследования движения жидкости в общем виде в односвязных и многосвязных полостях.

Н.Е. Жуковский в 1885 году исследовал движение твердого тела, которое имело полость, полностью заполненную жидкостью [8]. В данной работе движение твердого тела с жидкостью представляется в виде суммы поступательного и вращательного движений. Вращение происходит вокруг точки, через которую проходит ось инерции системы «тело-жидкость». Результатом данной работы стал вывод Жуковского о том, что на общую динамику твердого тела с жидкостью, влияние оказывает только вращательное движение жидкости. Также автор ввел понятия гармонических функций скоростей жидкости – потенциалов. Потенциалы определяются исключительно формой емкости, в которой находится жидкость. На основании проведенных исследований Жуковской установил, что в телах с полостями, полностью заполненными жидкостью, жидкость можно заменить эквивалентным твердым телом, центр масс которого должен совпадать с центром масс емкости. Также автор определил потенциалы скоростей жидкости с моментами инерции твердых тел для полостей различных форм.

Таким образом, при исследовании емкостей, полностью заполненных жидкостью, а также цистерн с полным заполнением жидким грузом достаточно заменить жидкий груз эквивалентным твердым телом. Гидродинамический подход в данном случае не имеет смысла. Наибольший интерес для исследований колебаний жидкого груза с помощью гидродинамических уравнений представляют емкости, которые заполнены жидкостью не полностью. Такими емкостями являются цистерны, перевозящие жидкие грузы при неполном наливе. Жидкий груз, в данном случае будет иметь свободную поверхность внутри котла цистерны. При неполном наливе жидкость будет двигаться волнообразно, создавая себе бесконечное число степеней свобод, также на общую динамику системы будет

оказывать влияние не только вращательное движение жидкости, но и поступательное.

Исследования движения жидкости со свободной поверхностью начались в 1932 году с работы Павленко [9], в которой были рассмотрены гармонические колебания различных форм свободной поверхности жидкости в прямоугольной емкости. В данной работе влияние жидкости на емкость не рассматривалось.

В середине XX века сформировались основные два направления исследования жидкости со свободной поверхностью: линейное и нелинейное. В первом случае решение задачи сводится к линеаризованным уравнениям, а во втором к составлению полных нелинейных уравнений. Первое направление на данный момент является наиболее разработанным.

В работах Г.Н. Микишева, Б.Н. Рабиновича [10, 11] и Н.Н. Моисеева [12-14] были изложены основы линейной теории. Линейная теория предполагает, что при малом наклоне свободной поверхности, а также малой амплитуде колебаний жидкости, функции перемещений точек жидкости и их скоростей являются бесконечно малыми величинами первого порядка, а бесконечно малые величины второго порядка оказывают незначительное воздействие на общую динамику жидкости и ими можно пренебречь. Таким образом, после проведения линеаризации исходных нелинейных уравнений движения жидкости, данные уравнения принимают линейный вид. Данное преобразование упрощает расчет и позволяет рассчитывать сложные системы уравнений с помощью ЭВМ.

Решение задач взаимодействия емкостей с жидким грузом сводится к двум системам: «тело-емкость» и «тело-жидкость». В первом случае на первом этапе определяются потенциалы жидкости, в соответствии с исследованиями Жуковского и собственные колебания системы. Собственные колебания можно определить путем определения граничных условий для линейных дифференциальных уравнений в частных производных, исходя из которых, определяются гидродинамические коэффициенты, которые характеризуют влияние жидкости на емкость. Во втором случае решение задачи состоит из

составления системы дифференциальных уравнений, описывающих взаимосвязанное движение емкости и жидкости и соответственно, из ее решения.

По мнению некоторых ученых [10, 121] определение гидродинамических показателей является самостоятельной задачей, имеющей высокую сложность. Наибольшую сложность данная задача будет иметь при сложных формах емкости, а также при наклоненной продольной оси. В связи с этим, точное решение данной задачи возможно только для стандартного ряда емкостей [3, 8]. В большинстве случаев решение подобного рода задач достигается с помощью различных численных методов интегрирования дифференциальных уравнений. Одним из наиболее удобных методов решения таких задач является вариационный метод. Данный метод позволяет решать уравнения, не имеющие точного решения с достаточным уровнем точности. Также решить подобную задачу можно применив метод Ритца-Трефтца [10, 15]. Данный метод с помощью сферических и цилиндрических систем координатных функций позволяет перейти от объемных интегралов к поверхностным. При данном методе координатные функции выбираются в гармоническом классе, а граничные условия естественны. Плоскость свободной поверхности может быть рассмотрена в виде перпендикулярной плоскости к свободной оси тела и вектору ускорения массовых сил, как отражено в работах [10-14]. В данных работах также решены задачи о движении жидкости в полостях, которые имеют форму тел вращения. Для решения данных задач были использованы вариационные методы. Решение подобных задач значительно усложняется, если нарушается симметрия динамической системы.

Также краевые задачи можно решить, сведя их к интегральным уравнениям. Данный подход осуществляется с применением функции Грина [10] для области занятой жидкостью. Данный подход является более сложным, нежели предыдущие. Данный метод рассмотрен в [10], где также предлагается использовать теорию длинных волн для нахождения гидродинамических коэффициентов.

Когда возникают нелинейные колебания – высота пика волны начинает превышать глубину впадины, что делает их несимметричными. В некоторых

случаях могут наблюдаться субгармонические колебаний, частота которых в два раза меньше частоты возмущения [16].

Задача о нелинейных колебаниях свободной поверхности жидкости требует решения полных нелинейных уравнений движения, что значительно усложняет задачу. Задачи нелинейных колебаний жидкости рассматривались О.С. Лимарченко [17], Г.С. Наримановым [18, 19], И.А. Луковским [20]. В работе [18] впервые был предложен метод нелинейных уравнений движения жидкости в цилиндрической полости с неполным наливом. В работе [19] Г.С. Нариманов обозначил возможность теоретического обоснования явлений, которые вызывают большие колебания жидкости.

И.А. Луковский в работах [21, 22] предложил алгоритм решения задач с нелинейными колебаниями жидкости в полостях произвольной конфигурации. Достигнуто это было путем системы нелинейных координат и применением тензорного анализа.

Авторы работ [23-26] пробовали найти решение задачи о нелинейных колебаниях с помощью результатов известных механических моделей. Например, с помощью полуэмпирической модели в виде пружины с нелинейной жесткостью и массой, движущейся по параболической поверхности [24]. Г.А. Моисеев в работе [23] использовал маятниковую модель, в которой длина каждого маятника определялась поверхностью метацентров. Авторами работы [27] была рассмотрена модель математического маятника при больших углах отклонения. В работе [28] было получено совпадение коэффициентов уравнений пространственного движения механического аналога с гидродинамическими коэффициентами при использовании направляющих косинусов в качестве обобщенных координат. В данном случае была получена точность до квадратных членов.

Эффективное решение нелинейных задач предложили в своих работах Г.С. Нариманов, Б.И. Рабинович, Л.В. Докучаев, И.А. Луковский, О.С. Лимарченко, О.М. Тимоха, П.С. Ковальчук. Авторы работы [27] предложили модель для решения нелинейной задачи о совместном движении системы резервуара, имеющего форму усеченного конуса и жидкости со свободной

поверхностью. Также авторами исследовались режимы развития колебаний заданной упруго-закрепленной системы. Система была проинтегрирована с помощью вариационного метода Гамильтона-Остроградского, а минимум функционала был найден по методу Ритца. Конусная поверхность в данном случае создает необходимость выполнить переход к криволинейной системе координат с помощью недекартовой параметризации области жидкости.

Также при решении нелинейных дифференциальных уравнений с частными производными, численным способом применяются метод продолжения по параметру [29] и метод прямых [30]. В методе прямых система с нелинейными уравнениями сводится к решению обыкновенных дифференциальных уравнений.

1.1.2 Обзор теоретических методов исследования колебаний реальной жидкости в емкостях

Задача об исследовании колебаний реальной вязкой жидкости имеет более высокую сложность. Движение вязкой жидкости описываются уравнениями Навье-Стокса [31], являющимися нелинейными дифференциальными уравнениями в частных производных. Уравнения Навье-Стокса имеют более высокий порядок в виду наличия членов, описывающих вязкость исследуемой жидкости, поэтому при данном подходе постановка граничных условий более сложна.

В виду сложности решения данных уравнений и отсутствия эффективных численных методов, вопросы динамики твердых тел с полостями, заполненными вязкой жидкостью до 70-80х годов XX столетия подробно не рассматривались. В первых работах, решение уравнений Навье-Стокса исследователи пытались свести к линейным уравнениям, что требовало вводить массу допущений и упрощений: решение уравнений Навье-Стокса сводилось к решению линеаризованных уравнений и решению нестационарных краевых задач [31]. Так, например, в своей работе [32] Б.Н. Румянцев рассмотрел некоторые задачи о вязкой несжимаемой жидкости. Румянцев применил к решению линеаризованные уравнения

гидродинамики для сферических полостей и полостей, имеющих форму бесконечного цилиндра.

Задача общего вида о движении твердого тела с полостью, имеющей произвольную форму, заполненной вязкой несжимаемой жидкостью была рассмотрена в работах Ф.Л. Черноушко [28, 33]. Автор свел решение к трем краевым задачам для каждой формы полости, с последующим интегрированием их решений и составлением обыкновенных дифференциальных уравнений, описывающих движение тела с полостью. То есть решение является аналогичным решению задач о движении твердых тел с полостями, заполненными идеальной жидкостью.

В вышеприведенных работах рассматривалась вязкая жидкость при малых числах Рейнольдса (большая вязкость), однако наибольшую важность имеют исследования вязкой жидкости при больших числах Рейнольдса (малая вязкость). В данных задачах уравнения Навье-Стокса содержат малый параметр при старших производных, который пропорционален вязкости.

Для решения подобных уравнений существует асимптотический метод пограничного слоя Люстерника-Вишика. Данный метод позволяет получить общие приближенные уравнения, с помощью которых можно исследовать движение твердых тел с полостями, заполненными вязкой жидкостью. В уравнениях гидродинамики малым параметром является величина, обратная вязкости. Данный метод предполагает, что пограничный слой располагается вблизи начального момента времени [34].

Н.Н. Моисеев в работе [35] рассмотрел решение задач о малых колебаниях вязкой жидкостью с применением метода пограничного слоя. Также данный метод был рассмотрен в работе [36].

С.Г. Крейн в своей работе [37] с помощью методов функционального анализа исследовал собственные колебания тяжелой вязкой жидкости, результатом чего стали, установленные им теоремы об их свойствах.

Наиболее успешное решение гидродинамических задач с учетом реальных физико-химических процессов осуществляется с помощью численных методов

решения уравнений Навье-Стокса. Данные методы [38] осуществляются в компьютерных программах. Развитие же вычислительной техники стимулировало развитие численных методов.

Как было упомянуто выше, для решения задач с вязкой жидкостью применяются MAC-методы. В данном разделе остановимся на них более подробно. MAC-метод (Marker-in-Cell) – метод частиц в ячейках. Данный метод был разработан Фромом и Харло и реализуется в виде решения конечно-разностных уравнений на фиксированной расчетной сетке с последующим определением траектории точек жидкости. При данном методе форма свободной поверхности не гладкая, что говорит о недостаточной точности расчета приповерхностного слоя. Модификациями данного метода являются SMAC-метод, SUMMAC-метод [39] и метод жидких объемов VOF-метод. Данные модификации более узко-ориентированы, но они позволяют увеличить точность расчета в приповерхностном слое жидкости. В методе VOF для каждой точки вводится VOF-параметр, который представляет из себя долю жидкости в данной точке. При $VOF=1$ – в точке находится жидкость, при $VOF = 0$ – в точке находится газ. Если же значение параметра лежит между данными значениями, то это говорит о том, что в данной точке присутствует свободная поверхность. Данный метод широко используется в решении задач гидродинамики. Его недостатком является отсутствие консервативности в виду неполных приграничных точек жидкости.

Также распространен метод LevelSetMethod, в которой линия свободной поверхности жидкости задана некоторой функцией, для которой решается уравнение переноса. Достоинством данного способа является допущение изменения связанности границы, однако решение задач со свободными границами, где можно пренебречь влиянием внешней среды является более сложным при использовании данного метода.

При сложном течении жидкости применяются комбинированные методы решения, где используется и метод Лагранжа и Метод Эйлера. В задачах данного уровня обычно основное течение жидкости описывается с помощью Эйлеровой сетки, а сплошная среда представлена в виде набора частиц. Подобный подход

применен в численном методе Лагранжа-Эйлера ALE [40]. Комбинированные методы позволяют свободно контролировать расчетную сетку и перестраивать ее наиболее удобным образом. В работе [41] сказано, что метод ALE имеет численную неустойчивость, что влечет за собой нефизические возмущения.

Также достаточно распространены методы МГЭ (граничных элементов) и метод КМГЭ (комплексный метод граничных элементов) [42-44]. Основу данных методов составляют интегральное уравнение и его фундаментальные решения. В отличие от метода конечных элементов, где на конечные элементы разбивается вся область объекта, в МГЭ дискретизируется только граница. Необходимые параметры определяются на границах объекта с помощью систем линейных алгебраических уравнений, а параметры во внутренних точках рассчитываются по интегральным уравнениям. Данный подход требует наличия вычислительной техники, в силу своей трудоемкости. Так как интегральное уравнение имеет множество решений, МГЭ может иметь различные варианты. В численном варианте МГЭ, при отсутствии фундаментальных решений является наименее достоверным, а также в данном случае создаются трудности в вычислении многомерных интегралов.

Недостатком всех методов, имеющих расчетную сетку, является то, что при больших деформациях может происходить вырождение сетки.

Существуют бессеточные методы или свободно-лагранжевы методы, которые созданы для решения задач со сложным поведением границ. Данные методы аппроксимируют уравнения в частных производных, основываясь только на наборе узлов. В таких методах могут меняться положения соседних частиц, относительно друг друга. Среди данных методов наиболее широко-применимы метод точечной интерполяции (PIM), метод движущихся частиц (MPS) и метод сглаженных частиц (SPH) [45].

По сравнению с сеточными методами метод SPH имеет преимущества. В данном методе частицы жидкости представляют собой массу, которая сохраняется. Также здесь же вычисляется давление от соседних частиц, что освобождает от

решения системы линейных уравнений. Данный метод рассмотрен в работе [46], а в работе [47] метод SPH применен к решению задачи “мелкой воды”.

Численное решение пространственных уравнений в частных производных может быть найдено с помощью дискретных моделей. Дискретную модель можно получить в виде системы уравнений из принципа Гамильтона. Исследования в области дискретного моделирования и создания бессеточных дискретных моделей проводились А.М. Франком и Н.Н. Яненко. Франк, в свою очередь, разработал метод частиц [48], в котором решил задачу на основе вариационного метода Гаусса. Автор утверждает, что данный метод имеет следующие преимущества:

Во-первых, применение вариационных методов для механики является наиболее общей и естественной постановкой и содержит в себе достаточно широкий класс возможных решений, требования регулярности которых существенно слабее требований классических дифференциальных уравнений гидродинамики. Во-вторых, разработанные данным методом модели являются дискретными и соблюдают основные механические законы сохранения при любом числе степеней свободы, что делает их самостоятельными математическими моделями явлений [48].

Бессеточные методы имеют следующие достоинства: связность узлов можно определить в процессе вычисления, не нужно строить сетку, более простое построение функций формы. Недостатками бессеточных методов можно назвать большие временные затраты для получения результатов вычислений при необходимой точности.

Соединяет сеточный и бессеточный методы – метод NEM – NaturalElementMethod (Метод естественных соседей [49, 50]. «В основе метода естественных соседей лежит метод Галеркина в слабой форме. Для интерполяции неизвестных функций используются соответственно функции формы Сибсона и Лапласа, базирующиеся на понятии естественных соседей» [49]. Данный метод имеет преимущества классического МКЭ, он прост в введении граничных условий и в определении функций формы.

Альтернативным подходом к решению задач о моделировании вязкой несжимаемой жидкости является модель на основе квазигидродинамических уравнений. Данная система была разработана в Институте прикладной математики АН СССР им. М.В. Келдыша в 1980х годах под руководством профессора Б.Н. Четверушкина. Данная система выходит от систем квазигазодинамических уравнений, которые были разработаны для моделирования сложных течений вязкого газа. В работах [51-54] рассмотрены квазигидродинамические и квазигазодинамические уравнения, применительно к решению системы уравнений Навье-Стокса. Доказано, что квазигидродинамические уравнения обладают диссипативными свойствами, как и система уравнений Навье-Стокса. Также ряд решений уравнений Навье-Стокса применим и к квазигидродинамическим уравнениям. Для квазигидродинамических уравнений найдены уравнения баланса энтропии, а также показано, что уравнение Прандтля является приближением ламинарного пограничного слоя для данных уравнений.

Для определения параметров жидкости, таких как скорости, плотности, температуры и т.д., при решении уравнений Навье-Стокса проводят усреднение по множеству бесконечно малых объемов из трехмерного евклидова пространства в определенный момент времени. При решении квазигидродинамических уравнений выполняют пространственно-временное усреднение, что представляет из себя сглаживание по множеству бесконечно малых параллелепипедов. То есть, квазигидродинамические уравнения отличаются от уравнений Навье-Стокса наличием дополнительных диссипативных слагаемых с малым параметром в качестве коэффициента. Данные дополнительные слагаемые имеют второй порядок числа Кнудсена при установившихся течениях, поэтому при стационарных течениях добавочные члены не оказывают существенное влияние на систему в целом. Преимущество квазигидродинамические уравнения имеют при решении задач о сильно нестационарных течениях при близких к единице числах Кнудсена. Данные уравнения позволяют эффективно строить модели, основанные на методе конечных разностей [55, 56]. При численном решении данных моделей слагаемые в квазигидродинамических уравнениях проявляют себя эффективными

регуляризаторами, а алгоритмы отличаются универсальностью и возможностью использования параллельного программирования.

Тем не менее при данном подходе сложность постановки граничных условий наиболее высока, так как порядок уравнений гораздо выше порядка уравнений Навье-Стокса. Для решения квазигидродинамических уравнений необходимо вводить дополнительные граничные условия, что связывает задачу с проблемой устойчивости и физической адекватности ее решения.

Решение задач о движении жидкости с помощью квазигидродинамических уравнений необходимо рассматривать только после проведенных дополнительных исследований.

1.1.3 Метод гидравлического моделирования колебаний жидкости. Теория «Мелкой воды»

В случае, когда продольный масштаб потока жидкости значительно превышает ее глубину, можно смоделировать ее течение с помощью уравнений гидравлики. В этом случае в расчет берется скорость жидкости у дна и ее средняя глубина [57].

Теория «мелкой воды» основана, как уже было сказано выше на уравнениях гидравлики, а применяется для моделирования течений в различных средах: океанах, морях, реках, каналах. Для предсказания погоды и цунами [58].

Чтобы система уравнений «мелкой воды» была замкнутой с начальными и граничными условиями необходимо принимать некоторые дополнительные допущения о свойствах жидкости [57]. Продольные скорости в конкретном сечении принимаются постоянными по глубине жидкости, кроме тонкого слоя у дна. Пренебрегают вертикальной составляющей ускорения жидкости на перпендикулярных дну площадках. Также трение жидкости принимают равным конкретной величине исходя из экспериментальных данных. Давление при данном подходе принимается распределенным, в соответствии с гидростатическим

законом. То есть при данном подходе жидкость задается в каждой точке скоростью и значением толщины слоя жидкости [59].

Обоснование данной теории было опубликовано в монографии Дж. Стокера «Волны на воде» [60] в 1957 году, а позже в 1973 году Л.В Овсянниковым было дано обоснование теории «мелкой воды» в классах аналитических функций.

Уравнения «мелкой воды» могут быть получены различными способами. Наиболее подробно это рассмотрено в работе [61].

Также численное решение уравнений «мелкой воды» может быть проведено различными методами. В монографии Дж. Стокера [60] уравнения решены методом характеристик. В работе [62] применен подход с использованием неструктурированных расчетных сеток, а в работе [63] к регуляризованным уравнениям применены разностные методы, но стоит отметить, что применение разностных методов к решению уравнений «мелкой воды» может иметь значительную сложность, так как решения нелинейных уравнений могут быть разрывны. В случае нелинейного решения системы уравнений наиболее применим метод частиц [64]. В работе [47] рассмотрен метод SPH для решения модели «мелкой воды». При вариационном методе решения уравнений мелкой воды можно исходные дифференциальные уравнения в частных производных свести к обыкновенным дифференциальным уравнениям, которые в свою очередь решаются известными различными численными методами [65].

1.1.4 Обзор экспериментальных методов исследования колебаний жидкости в емкостях

Наряду с приведенными выше теоретическими методами исследования движения жидкости в емкостях широкое распространение получили экспериментальные методы [10, 16, 66-70]. Экспериментальные методы наиболее эффективны в тех случаях, когда теоретические методы имеют наивысшую

сложность, например при сложной форме емкости, а также при оборудовании резервуаров внутренними устройствами, влияющими на движение жидкости.

Также экспериментальные исследования важны при оценке достоверности результатов теоретических исследований, где в большинстве случаев расчет ведется приближенными методами.

В основном используются два основных экспериментальных метода: метод свободных колебаний и резонансный метод [10].

При резонансном методе колебания жидкости возбуждаются гармоническим моментом или силой и определяется зависимость амплитуды колебаний от частоты. Собственной частотой колебаний в этом случае является частота пиков амплитудной характеристики. При наличии фазовой характеристики за собственную частоту колебаний принимается та частота, которой соответствует фаза колебаний жидкости, отличающаяся от фазы колебаний емкости на 90° .

При методе свободных колебаний задаются начальные значения и по свободным затухающим колебаниям определяются уже собственные частоты колебаний.

В случае слабого демпфирования может быть использован комбинированный метод, при котором возбуждаются вынужденные колебания жидкости вблизи резонанса. После чего определяются гидродинамические коэффициенты по свободным колебаниям жидкости.

Получить динамические характеристики в случае неприменимости резонансного метода позволяет метод определения собственных частот и форм колебаний жидкости с помощью анализа амплитудно-фазовых частотных характеристик для различных точек испытываемой емкости. Данный метод применяется достаточно редко в силу своей трудоемкости.

В [10] рассмотрены случаи затрудненного измерения колебаний свободной поверхности. При таких условиях гидродинамические коэффициенты определяют методами идентификации, которые основаны на сопоставлении результатов экспериментальных и расчетных исследований амплитудно-частотных характеристик.

С помощью экспериментальных исследований было установлено, что при амплитудах, превышающих 0,25 радиуса свободной поверхности, начинают проявляться нелинейные эффекты. Таким образом, применение линейной теории ограничено превышением радиуса свободной поверхности до 0,15 [68].

1.2 Обзор методов оценки устойчивости вагона

1.2.1 Обзор методов оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса

Известно, что колесная пара движется по рельсовому пути извилисто. Движение колесной пары описывается дифференциальным уравнением второго порядка, которое имеет точное решение. В работе [71] приведены математические модели движения колесной пары при разных условиях с проскальзыванием, без проскальзывания, а также при разных возмущающих факторах.

При поперечном смещении колесной пары относительно оси пути на гребне колеса возникает вертикальная сила, результатом действия которой может стать поднятие гребня колеса на головку рельса. Данное явление также называют вкатыванием, и оно может привести к сходу колесной пары с рельсового пути. Таким образом, при проектировании и расчете вагонов необходимо располагать таким показателем качества, как коэффициент устойчивости колесной пары от вкатывания гребня колеса на головку рельса.

В настоящее время существует два основных подхода к оценке устойчивости колеса. Первый [72, 73] используется в виде нормативной проверки при проектировании вагонов, а второй метод используется при определении устойчивости железнодорожного пути от поперечного сдвига [74-76].

Методика, по которой проводится оценка устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельсов [72, 73] предполагает, что устойчивость представляет из

себя некоторое критическое положение системы «колесо-рельс», при котором выполняется равенство сил, способных вызвать подъем и опускание колеса. При нарушении равенства данных сил произойдет либо вкатывание гребня колеса на головку рельса с последующим сходом колесной пары, либо опускание колеса обратно в рельсовую колею. При выполнении нормативной проверки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса определяется коэффициент устойчивости, который сравнивается с минимально допустимым значением. Вкатывание гребня колеса на головку рельса – это динамический процесс, который определяется различными параметрами, такими как время и путь схода [77]. При оценке устойчивости принято считать, что в определенный момент времени происходит опускание колеса обратно в рельсовую колею, то есть нормативная проверка исходит из того условия, что вкатывание гребня колеса на головку рельса уже произошло.

Во втором случае, когда проводится оценка устойчивости рельсового пути к поперечному сдвигу, также необходим коэффициент устойчивости колесной пары. Авторы работ [75, 76] определяют коэффициент устойчивости в виде отношения всех сил, препятствующих подъему колеса к силам, которые этому подъему способствуют. В данном случае условием предельного равновесия является такое состояние колесной пары, при котором левое колесо находится в приподнятом положении и опирается на головку рельса конусообразной поверхностью гребня.

1.2.2 Обзор методов оценки устойчивости вагона от опрокидывания наружу и внутрь кривой

Во время движения по кривым участкам рельсового пути, вагон подвержен действию центробежной силы, результатом действия которой может стать опрокидывание вагона наружу кривой. Для снижения действия опасности опрокидывания за счет действия центробежной силы, наружную рельсовую нить пути устанавливают с возвышением над внутренней, таким образом, чтобы оно

обеспечивало величину непогашенного центробежного ускорения $0,7 \text{ м/с}^2$ при максимальной скорости движения пассажирских поездов [78]. Данное правило также создает опасность опрокидывания вагона во внутрь кривой при малых скоростях движения.

При проектировании и расчете вагона проводится проверка его устойчивости от опрокидывания наружу и во внутрь кривой. Данная проверка установлена нормами [72, 73]. При выполнении нормативной проверки определяется коэффициент устойчивости, равный отношению сил давления колеса на рельс: статической к динамической. Данный коэффициент в дальнейшем сравнивается с допустимыми значениями.

Авторы статьи [79] ставят вопрос о некорректности определения данного критерия устойчивости и предлагают рассчитывать коэффициент устойчивости, как отношение удерживающего момента к опрокидывающему, методика определения которых приведена в данной статье.

1.3 Обзор исследований в области динамики вагона с жидким грузом и устойчивости вагона

1.3.1 Обзор исследований динамики вагона с жидким грузом

Динамика вагона – прикладной раздел механики, в котором рассматриваются колебания экипажей при различных условиях.

Фундаментальные основы динамики были сформулированы в следующих научных трудах. В 1728 году Исаак Ньютон сформулировал три основных закона механики и закон всемирного тяготения [80, 81]. В 1736 году выходит трактат Л. Эйлера [82, 83], где был предложен основной метод решения задач динамики с помощью составления систем дифференциальных уравнений с последующим их интегрированием при заданных начальных условиях. Также Эйлером в 1765 году

был выпущен трактат [84], который положил начало разделу механике твердого тела. В 1743 году Даламбером был сформулирован одноименный принцип [85], позволяющий привести динамическую систему к статическому расчету. В 1788 году Лагранж предложил энергетический подход к решению механических задач [86]. При составлении математических моделей вагонов используется уравнение Лагранжа второго рода. Метод Даламбера и метод Лагранжа являются основными в составлении дифференциальных уравнений математических моделей колебаний экипажей.

Исследования непосредственно динамики вагона начинаются с трудов Н.Е. Жуковского, А.Н. Крылова, С.А. Чаплыгина, В.А. Лазаряна, С.В. Вершинского, М.Ф. Вериги и других авторов. Основные методы моделирования колебаний экипажей приведены в работе С.В. Вершинского, В.Н. Данилова, В.Д. Хусидова [71]. Также в данной работе приведена математическая модель извилистого движения колесной пары по различным участкам рельсового пути: прямым и с заданными неровностями в том числе и круговыми кривыми.

При неполном наливе цистерны, колебания жидкости оказывают влияние на общую динамику вагона, что существенно усложняет моделирование колебаний. Исследование динамики цистерн с жидкостью начинается с работ, П.И. Горькова [87], где рассматривается случай равноускоренного движения вагона с неполным наливом жидкого груза. Результатом работы П.И. Горькова стали уравнения свободной поверхности жидкости, скорости частиц жидкости на свободной поверхности и длины волн. Подобную задачу рассматривал А.Н. Филатов в [88], где движение вагона имеет произвольное ускорение.

В дальнейшем П.В. Шевченко [89] была получена формула избыточного давления жидкости в котле цистерны по аналогии с методом Н.Е. Жуковского расчета гидроудара в водопроводе. При разработке методики было принято допущение, что цистерна останавливается мгновенно, а кинетическая энергия расходуется на сжатие жидкости и деформацию котла цистерны. Значения давления, получаемые методом Шевченко значительно выше экспериментальных данных.

В работе [90] К.И. Гопаком и В.И. Перехрестом был рассмотрен случай соударения вагона и определено давление жидкости на днище при гидроударе по методу Релея. В работе [91] авторами была предложена методика учета колебаний жидкости в котле цистерны, где жидкость рассматривается, как твердое тело.

В монографии Ю.М. Черкашина [92] рассмотрена динамика наливного поезда. Автор вводит такое понятие, как «динамическая устойчивость движения», также автором установлено влияние колебаний жидкости на общую динамику поезда, как в количественном, так и в качественном аспектах. Рассмотрено и оценено влияние недолива на величину продольных сил в составе поезда. В данном исследовании жидкость представляется в виде эквивалентного твердого тела.

В работах [93, 94] исследование колебаний жидкого груза проводится методом конечных элементов. Авторами работы [93] рассматривается котел цистерны, частично заполненный идеальной несжимаемой жидкостью, совершающей потенциальные малые движения. В жидкости определяется поле давления, которое возникает в результате деформации контура оболочки. Давление, которое возникает в недеформированном котле не учитывается. Задача сводится к двумерному виду, а область, занимаемая жидкостью, в поперечном сечении кота разбивается на подобласти простой формы.

Авторами работы [94] была построена модель вагона с жидким грузом также конечно-элементного типа, которая позволила рассмотреть колебания жидкого груза с учетом упругости кузова и учесть наличие волнорезов. Жидкость представлена в виде конечных элементов, имеющих форму параллелепипедов, а математическая модель состоит из системы дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами.

Экспериментальные исследования поперечных колебаний цистерн с неполным наливом проводились во ВНИИЖТе под руководством М.Ф. Вериго [95]. В данном случае движение жидкости было рассмотрено, как колебания маятника с параметрами, заданными опытным путем. Также большое исследование динамики цистерны учетом колебаний жидкого груза было проведено А.А. Долматовым и Н.Н. Кудрявцевым [96]. Появление вычислительной техники

упростило задачу теоретических исследований поперечных колебаний. В работе Ю.М. Черкашина [97] проводится исследование продольных и поперечных колебаний цистерны с учетом динамики жидкого груза, система колебаний «котел-жидкость» представлена в виде эквивалентной системы твердых тел.

В работе [98] Ю.П. Бороненко и М.М. Соколова показаны результаты исследований, как теоретических, так и экспериментальных, в которых рассмотрены вынужденные колебания жидкого груза. Цистерна в данной работе представлена в виде механической системы с жидкостными элементами. Авторами рассмотрен механизм взаимодействия резонансных колебаний жидкости и кузова вагона.

В работе [16] Ю.П. Бороненко говорит о необходимости учитывать субгармонические колебания жидкости в котле цистерны при исследовании вертикальных колебаний вагона.

В работах [69, 99] рассмотрены пространственные колебания четырехосной цистерны с жидкостью. Авторы представили колебания жидкости в виде малых колебаний совокупности маятников. Также авторами данная система рассматривалась в виде твердых эквивалентных тел с математическими маятниками и были смоделированы колебания бокового отбоя и боковой качки, галопирования и подергивания цистерны. При извилистом движении цистерны, колебания жидкости были смоделированы колебаниями маятников на бифилярном подвесе. Маятники свободно вращались вокруг вертикальной оси. При данном подходе необходимо определять параметры маятников и параметры эквивалентного твердого тела для каждого режима колебаний, что является недостатком этого метода, так как существенно увеличивает сложность поставленной задачи.

В Российском университете транспорта РУТ (МИИТ) проводились теоретические исследования продольной динамики жидкого груза в котле цистерны. В работах [100, 101] Беспалько С.В. рассмотрена динамика цистерны с неполным наливом при маневровом соударении. Математическая модель была построена с применением теории «мелкой воды». Котел цистерны принимается

жестким и неподвижным. Математическая модель представляет систему дифференциальных уравнений в частных производных. Данные уравнения сводятся к системе обыкновенных дифференциальных уравнений методом характеристик. Математическая модель колебаний жидкости включена в модель колебаний вагона. Ускорение котла цистерны оказывает влияние на жидкий груз, а давление жидкого груза на днище цистерны, в свою очередь на колебания кузова вагона.

В работе [102] Богачевым В.И. была рассмотрена продольная динамика цистерны при гидроударе во время маневрового соударения. Математическая модель жидкости и вагона была построена аналогично с [100, 101].

В Белорусском государственном университете транспорта Шимановским А.О. и Пуцято А.В. рассмотрена и решена задача о перетекании груза в котле цистерны при ее соударении с неподвижным вагоном. Задача решена в трехмерном выражении с помощью комплекса STAR-CD, которые реализует метод конечных объемов.

1.3.2 Обзор исследований устойчивости вагона

За все время существования железнодорожного транспорта было проведено достаточно значительное количество исследований на тему исследования взаимодействия вагона с верхним строением железнодорожного пути. Ниже рассмотрены исследования, посвященные вопросу устойчивости подвижного состава от схода с рельсов.

В 1964 году В.А. Лазаряном, Л.А. Длугачем и М.Л. Коротенко в монографиях [103, 104] была предложена теория устойчивости рельсовых экипажей. Данные труды позволили определить параметры рельсовых транспортных средств, при которых вагон может двигаться устойчиво в определенном скоростном диапазоне. Теория устойчивости Лазаряна применяется при разработке рекомендаций к проектированию подвижного состава до сих пор. Также автором в 1972-1973 гг.

был проведен ряд экспериментальных исследований, которые подтвердили его теорию на практике.

В работе [71] Вершинским С.В., Даниловым В.Н., Хусидовым В.Д. наряду с вопросами динамики экипажа было рассмотрено движение колесной пары в рельсовой колее при различных условиях. В данной работе приведено уравнение движения колесной пары. Также рассмотрены основные механизмы схода вагона с рельсов при вкатывании гребня колеса на головку рельса и при опрокидывании вагона в кривых участках пути от действия боковых сил.

Лысюк В.С. в монографии [105] рассмотрел механизмы схода колеса с рельсов. Автором были описаны, как экспериментальные исследования схода колес с рельсов, так и математические обоснования данных явлений. Были обозначены причины схода.

На основании методик, описанных выше разработаны нормы [72, 73], по которым проводится оценка устойчивости колеса от вкатывания гребня колеса на головку рельса и вагона от опрокидывания наружу и во внутрь кривой под действием сил. Методы данных нормативных проверок описаны выше.

На тему устойчивости вагона написано немало научных статей в различных периодических изданиях. Авторами статьи [106] рассмотрены силовые связи при движении и сходе колесной пары с учетом различных начальных условий. Авторы отмечают, что для моделирования силовых связей используется в основном теория «крипа» [107-111], а также применяются различные программные продукты NedTrain, FASTSIM, NUCARS и другие, но данной статье предлагается методика моделирования силовых связей колеса при движении и сходе по принципу, разработанному Н.Е. Жуковским [110].

В статьях [112, 113] рассмотрено влияние конструкции ходовых частей вагона на его устойчивость. Оценивается устойчивость вагонов, оборудованных боковыми опорами. В работе [114] Давыдовым А.Н. подобраны параметры боковых опор, необходимые для безопасного устойчивого движения вагона.

Проводились исследования влияния груза на запас устойчивости вагона. Авторами статьи [115] исследован вопрос об опрокидывании вагона-платформы

сочлененного типа с подвижным грузом. Расчет проводился по методике, изложенный в нормах [72, 73]. Были сделаны выводы, о факторах, наиболее влияющих на устойчивость вагона при заданных условиях эксплуатации.

Авторами статьи [116] исследовались факторы устойчивости порожних вагонов. Были проведены испытания по выжиманию вагонов и ходовые динамические испытания. Был рассмотрен вопрос о влиянии износа колес на их устойчивость. Речь в статье идет как раз об устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса, в зависимости от состояния колесной пары и износа колес.

В статье [117] рассмотрен вопрос устойчивости вагонов с увеличенной высотой центра тяжести. Проведена проверка устойчивости вагона от вкатывания гребня колеса на головку рельса по методике, установленной нормами [72, 73]. Определены коэффициенты запаса устойчивости, в зависимости от высоты центра тяжести вагона.

В статье [12] авторами приводится уточненная математическая модель движения колесной пары с переменной структурой системы нелинейных дифференциальных уравнений, которая по мнению авторов статьи наиболее соответствует реальности и позволяет более точно оценить динамические свойства подвижного состава при высоких скоростях движения.

1.4 Выводы по разделу 1

1 Колебания жидкости в котле цистерны, как продольные, так и поперечные описываются уравнениями гидродинамики. В зависимости от условий задачи, а также от ее сложности зависит метод ее решения. Для решения подобных задач могут использоваться численные методы интегрирования, а также и методы, которые позволяют прийти к решению системы дифференциальных уравнений, не используя интегрирование вовсе. Для решения задач высокой сложности

существуют программные комплексы, реализующие численное решение систем уравнений гидродинамики.

2 Для решения задач о поперечных колебаниях вагона могут быть применены методы, где жидкость заменяется эквивалентным твердым телом с прикрепленными маятниками, а также методы численного интегрирования дифференциальных уравнений. При решении задачи о поперечных колебаниях жидкости целесообразно использовать Эйлерову сетку для определения параметров движения жидкости в различных точках поперечного сечения котла цистерны, делая допущение о том, что жидкость колеблется однородно, и задача имеет двумерный вид.

3 На кафедре «Вагоны и вагонное хозяйство» РУТ (МИИТ) имеется опыт исследования продольных колебаний жидкого груза в котле цистерны. Исследования показали, что при моделировании колебаний жидкости можно использовать линеаризованные уравнения гидродинамики – это не оказывает большого влияния на расчёты нагруженности котла цистерны.

4 Задача о поперечных колебаниях жидкого груза в котле цистерны была рассмотрена в некоторых теоретических и экспериментальных исследованиях, однако жидкость рассматривалась, как эквивалентное твердое тело. Проводились исследования динамики наливного поезда. Исследования устойчивости вагона, с учетом колебаний жидкого груза не проводились.

5 Оценке устойчивости вагона отводится значительная роль при его проектировании. Обзор методов оценки устойчивости вагона показал, что методики оценки устойчивости вагона от опрокидывания наружу и во внутрь кривой жестко закреплены в нормах расчета вагонов, однако данные методы имеют неоднозначную оценку в научном сообществе, о чем говорят опубликованные статьи в некоторых научных изданиях.

6 Обзор исследований об устойчивости вагона показал, что на данную тему проведено достаточно большое количество исследований. Разработаны различные методики моделирования движения колесной пары, а также авторами исследований проводится анализ устойчивости вагонов при изменении различных

конструктивных особенностей. Данные расчеты выполняются по методикам, утвержденным нормами. Вместе с тем, следует отметить, что данная проблема исследована недостаточно, в частности, существующие нормы не учитывают всех факторов при движении цистерн, что делает актуальным вопрос об их совершенствовании.

2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ И ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ С ЖИДКИМ ГРУЗОМ ПО КРИВЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ

При движении по кривым участкам пути одной из причин частых сходов цистерн с неполным наливом с рельсов может быть колебания жидкости внутри котла цистерны. Поперечные колебания жидкости в котле цистерны недостаточно исследованы.

В данном разделе сперва будет рассмотрена расчетная схема вагона-цистерны, совершающего поперечные колебания и разработана его математическая модель, после чего будет приведена расчетная схема и математическая модель колебаний жидкого груза в котле цистерны. Начальные условия для жидкого груза будут задаваться положением кузова вагона из соответствующей модели, которая в свою очередь будет учитывать усилия, передаваемые ей жидким грузом. Основные положения данной методики опубликованы в статьях [118-125].

Для схода вагона с рельсов в данном разделе будут приведены критерии оценки устойчивости вагона от вкатывания гребня колеса на головку рельса и от опрокидывания вагона наружу и внутрь кривой.

2.1 Математическая модель колебаний цистерны

В данном подразделе приведена математическая модель поперечных колебаний вагона, которая задает начальные условия для колебаний жидкого груза. С помощью заданной математической модели можно будет определить силы реакции связей. Расчетная схема данной модели показана на рисунке 2.1.

Выбранная расчетная схема представляет из себя одномассовую модель, которая установлена на упругих опорах (рессорных комплектах). Опоры имеют

вертикальную (C_1 и C_2) и горизонтальную (G_1 и G_2) жесткости. В вертикальной плоскости также установлены фрикционные гасители колебаний.

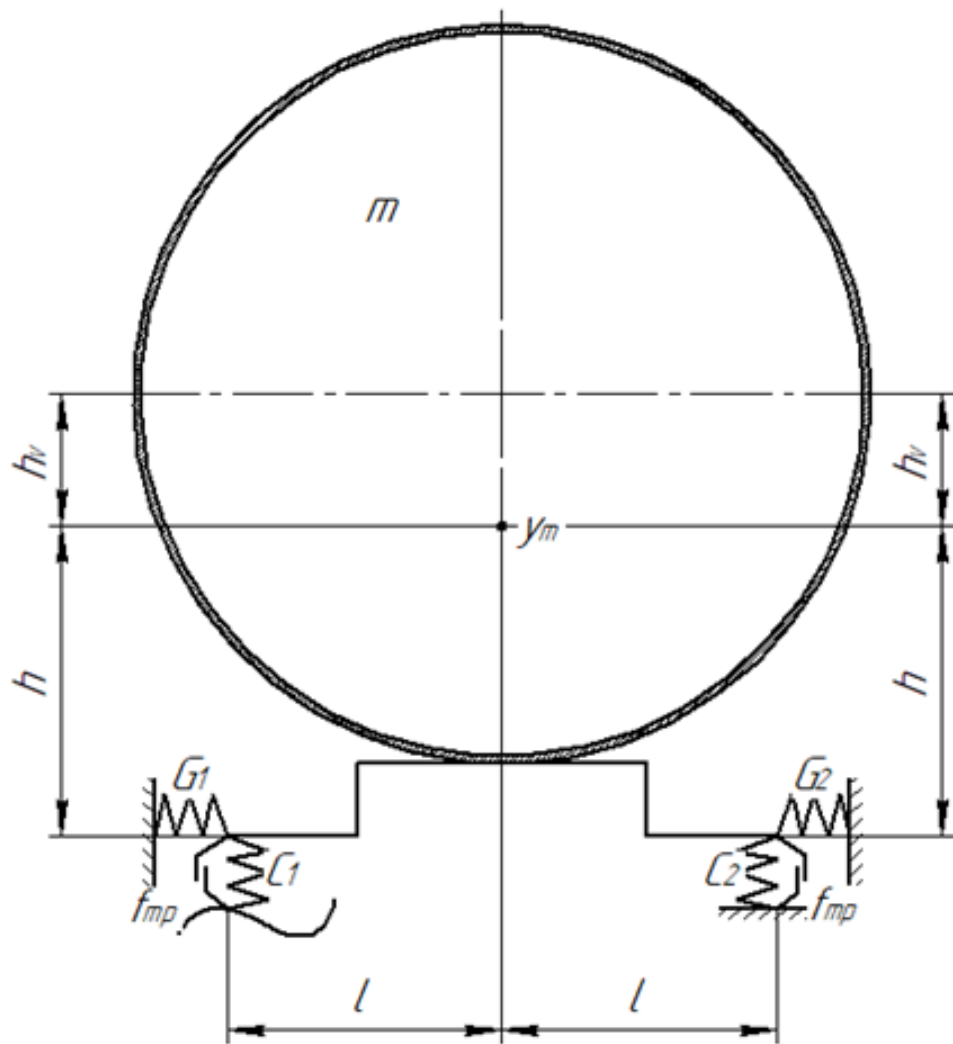


Рисунок 2.1 – Расчетная схема цистерны

На рисунке 2.1 также обозначены следующие параметры: m – масса обрессоренных частей вагона, y_m – вертикальная координата центра масс вагона, l – моментное плечо вертикальных сил реакций рессорных комплектов, h – моментное плечо горизонтальных сил реакций связей.

На рисунке 2.2 изображена детализированная расчетная схема, на которой изображены как силы реакций связей, так и все действующие на вагон силы, которые будут учтены в данной модели. Для удобства элемент массы вагона изображен в виде прямоугольника. На детализированной расчетной схеме также

отмечены силы и момент инерции, так как уравнения динамики будут составляться по принципу Даламбера [85].

Силы, действующие на вагон следующие: R_{g1} и R_{g2} – горизонтальные реакции рессорных комплектов, R_{c1} и R_{c2} – вертикальные реакции рессорных комплектов, R_l и R_p – силы давления, создаваемого жидким грузом на левую и правую стенки котла цистерны соответственно, P_w – сила давления ветра, $m\ddot{x}$, $m\ddot{y}$, $I\ddot{\varphi}$ – силы и момент инерции.

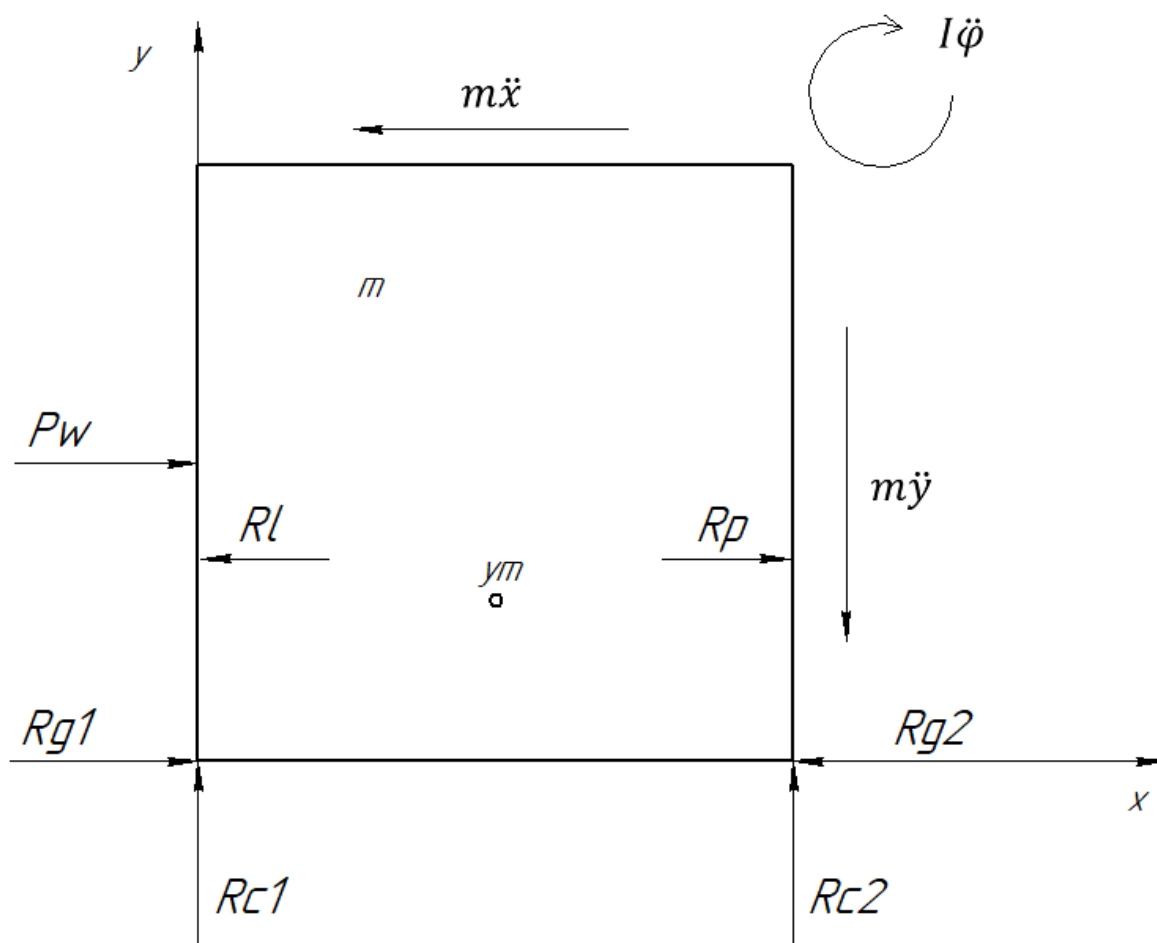


Рисунок 2.2 – Детализированная расчетная схема

Уравнения реакций связей составлены ниже в соответствии с рисунками 2.1 и 2.2:

$$R_{g1} = G_1(-x_v); \quad (2.1)$$

$$R_{g2} = G_2 x_v; \quad (2.2)$$

$$R_{c1} = C_1(-y_V + \phi l + \eta)(1 + f_{mp}); \quad (2.3)$$

$$R_{c2} = C_2(-y_V + \phi l)(1 + f_{mp}); \quad (2.4)$$

где η – функция возвышения наружного рельса в кривом участке пути над внутренним. f_{mp} – коэффициент относительного трения фрикционного гасителя колебаний. В данной модели возвышение наружного рельса аппроксимируется синусоидальной зависимостью и задается следующим образом:

$$\eta = h_{кр} \sin\left(\frac{\pi \cdot v_{ваг}}{L_{крив}} \cdot t\right), \quad (2.5)$$

где $h_{кр}$ – максимальное возвышение наружного рельса, задается в соответствии с необходимым значением непогашенного центробежного ускорения [78] в зависимости от радиуса кривой и максимально допустимыми скоростями движения пассажирских поездов, $v_{ваг}$ – скорость движения вагона по рельсовому пути, $L_{крив}$ – длина кривого участка пути, t – время: аргумент данной функции.

Коэффициент относительного трения f_{mp} фрикционного гасителя колебаний в зависимости от направления движения кузова вагона имеет разный знак. Знак данного коэффициента определяется следующим образом:

$$\begin{cases} f_{mp} > 0, \text{ при } (v_{yV} - \dot{\eta} > 0 \wedge y_V - \eta > 0) \vee (v_{yV} - \dot{\eta} > 0 \wedge y_V - \eta < 0); \\ f_{mp} < 0, \text{ при } (v_{yV} - \dot{\eta} < 0 \wedge y_V - \eta > 0) \vee (v_{yV} - \dot{\eta} < 0 \wedge y_V - \eta < 0), \end{cases} \quad (2.6)$$

Численное значение коэффициента относительного трения определяется конструктивными особенностями фрикционного гасителя колебаний. В данной работе значение коэффициента относительного трения принято равным 0,07.

Уравнения равновесия относительно каждой оси и уравнение моментов примут следующий вид:

$$\begin{cases} -m\ddot{x}_V + R_{g1} - R_{g2} + R_p - R_l + P_w = 0; \\ -m\ddot{y}_V + R_{c1} + R_{c2} = 0; \\ -I\ddot{\phi}_V - R_{c1}l + R_{c2}l - R_ph + R_lh + P_w h_p = 0, \end{cases} \quad (2.7)$$

где l – расстояние от линии действия сил до центральной оси вагона, h – расстояние от линии действия сил давления жидкости до вертикальной координаты центра масс вагона, h_p – расстояние от линии действия силы давления ветра до вертикальной координаты центра масс вагона.

Формулы 2.1-2.4 подставляются в систему 2.7., а все члены уравнений, которые не содержат производные, переносятся в левую часть:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_V = G_1(-x_V) - G_2x_V + R_p - R_l + P_w; \\ m\ddot{y}_V = C_1(-y_V + \phi_V l + \eta)(1 + f_{mp}) + C_2(-y_V - \phi_V l)(1 + f_{mp}) - Fv; \\ I\ddot{\phi}_V = C_1l(-y_V + \phi_V l + \eta) + C_2l(-y_V - \phi_V l) - R_ph + R_lh + P_wh_p. \end{cases} \quad (2.8)$$

Для того, чтобы понизить порядок дифференциальных уравнений проводится следующая замена: $\dot{x} = v_{xV}$; $\dot{y} = v_{yV}$; $\dot{\phi} = \omega_V$. Полученная система уравнений и будет математической моделью колебаний вагона:

$$\begin{cases} \dot{x}_V = v_{xV}; \\ \dot{y}_V = v_{yV}; \\ \dot{\phi}_V = \omega_V; \\ \dot{v}_{xV} = \frac{1}{m}(G_1(-x_V) - G_2x_V + R_p - R_l + P_w); \\ \dot{v}_{yV} = \frac{1}{m}(C_1(-y_V + \phi_V l + \eta)(1 + f_{mp}) + C_2(-y_V - \phi_V l)(1 + f_{mp})); \\ \dot{\omega}_V = \frac{1}{I}(C_1l(-y_V + \phi_V l + \eta) + C_2l(-y_V - \phi_V l) - R_ph + R_lh + P_wh_p). \end{cases} \quad (2.9)$$

Стоит учесть то, что масса порожнего вагона отлична от вагона, наполненного жидкостью. Поэтому масса m в дальнейшем будет учитываться, как масса обрессоренных частей порожнего вагона, а вес жидкого груза будет учтен в уравнении для оси y . Гидростатическая составляющая веса жидкости на ось x будет учтена в силах давления жидкости на боковые стенки котла цистерны. Система уравнений 2.9 примет вид 2.10.

$$\begin{cases} \dot{x}_V = v_{xV}; \\ \dot{y}_V = v_{yV}; \\ \dot{\varphi}_V = \omega_V; \\ \dot{v}_{xV} = \frac{1}{m}(G_1(-x_V) - G_2x_V + R_p - R_l + P_w); \\ \dot{v}_{yV} = \frac{1}{m}(C_1(-y_V + \varphi_V l + \eta)(1 + f_{mp}) + C_2(-y_V - \varphi_V l)(1 + f_{mp}) + F_v); \\ \dot{\omega}_V = \frac{1}{I}(C_1l(-y_V + \varphi_V l + \eta) + C_2l(-y_V - \varphi_V l) - R_ph + R_lh + P_w h_p), \end{cases} \quad (2.10)$$

где F_v – вес жидкого груза.

Таким образом, на основании схем, приведенных на рисунках 2.1 и 2.2 получена математическая модель колебаний кузова вагона, которая и будет использована в дальнейшем расчете. Для определения воздействия жидкого груза на цистерну необходимо разработать математическую модель колебаний жидкого груза в котле цистерны.

2.2 Математическая модель колебаний жидкого груза в котле цистерны

При моделировании колебаний жидкости в котле цистерны в рамках данной работы необходимо решить двумерную задачу. Для построения математической модели колебаний жидкого груза целесообразно использовать метод Эйлера [1]. Параметры жидкости: скорость и ускорение можно получить из уравнения Эйлера [59]. Уравнение Эйлера для движения идеальной несжимаемой жидкости в поле тяжести имеет следующий вид:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + (v \cdot \nabla)v = g - \frac{1}{\rho} \nabla p, \quad (2.11)$$

где v – скорость жидкости, ρ – плотность жидкости, g –вектор напряженности силового поля (ускорение в рассматриваемой плоскости), p –давление в жидкости,

∇ - оператор набла. Для двумерной задачи оператор набла будет выглядеть следующим образом:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} \bar{i} + \frac{\partial}{\partial y} \bar{j}, \quad (2.12)$$

где \bar{i}, \bar{j} – единичные векторы в соответствующих плоскостях.

Таким образом, двумерное движение жидкости будет описываться следующей системой уравнений Эйлера:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = a_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}; \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = a_y - g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}, \end{cases} \quad (2.13)$$

где u – скорость жидкости по оси абсцисс, v – скорость жидкости по оси ординат, $a_x, (a_y - g)$ – значения напряженности силовых полей в соответствующих плоскостях, где g – ускорение свободного падения.

Значение давления в жидкости выражается следующим образом:

$$p = \rho gh \quad (2.14)$$

и подставляется в систему 2.13. После соответствующих арифметических преобразований данная система уравнений примет следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = a_x - g \frac{\partial h}{\partial x}; \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = a_y - g - g \frac{\partial h}{\partial y}. \end{cases} \quad (2.15)$$

Также необходимо определить уровень свободной поверхности жидкости с помощью уравнения непрерывности [59, 102]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div} \rho v = 0. \quad (2.16)$$

Уравнение непрерывности предполагает, что за единицу времени в одну плоскость входит объем жидкости равный объему жидкости, выходящему из этой

же плоскости, поэтому окончательный вид данного уравнения для каждой расчетной схемы индивидуален.

В виду того, что реализация модели с круглым сечением котла является труднореализуемой задачей, целесообразно принять допущение на данном этапе исследования, что котел цистерны имеет прямоугольное сечение, а значит жидкость находится в прямоугольной полости и ограничена сторонами прямоугольника. Выбранная расчетная схема приведена на рисунке 2.3:

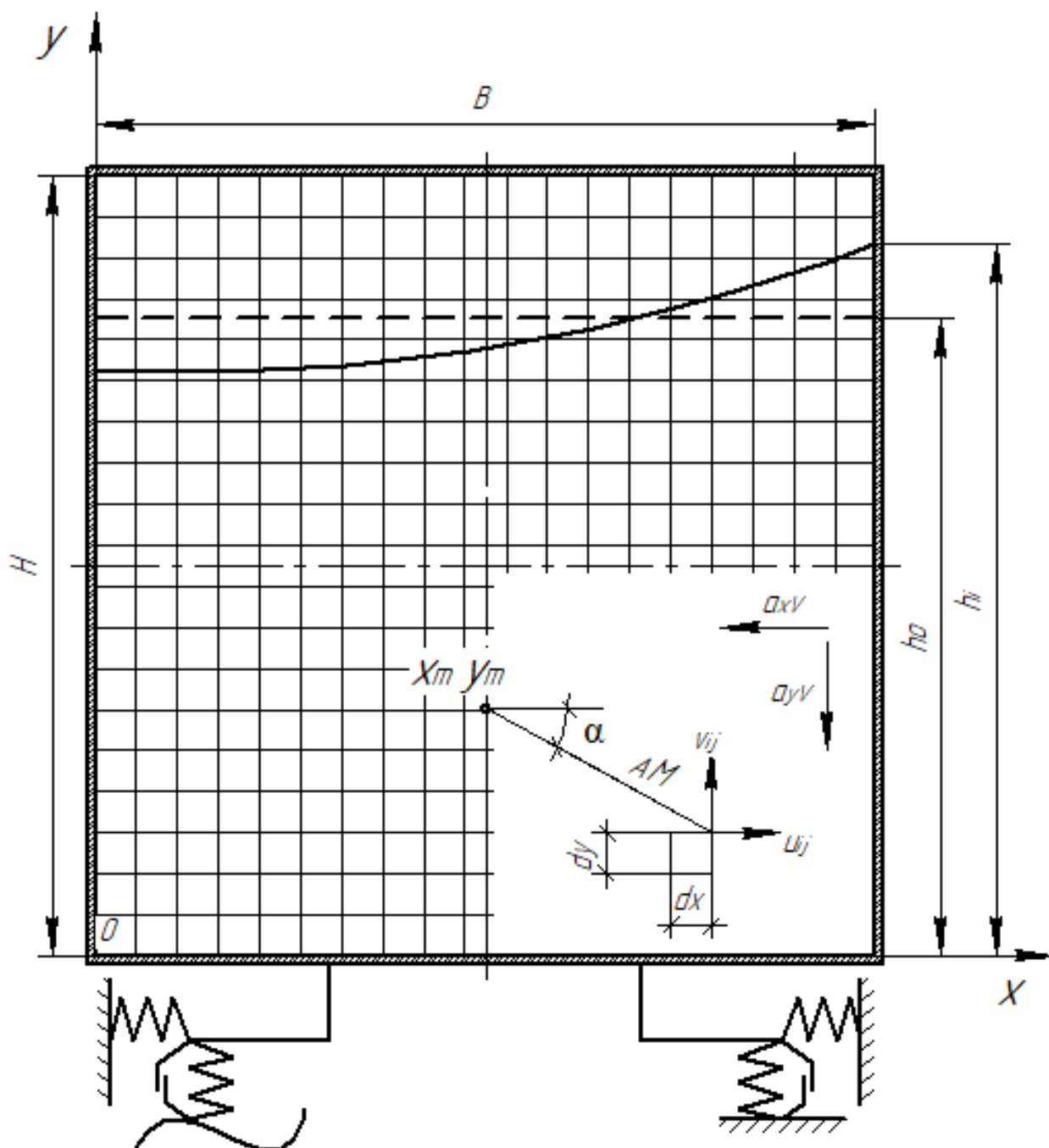


Рисунок 2.3 – Расчетная схема колебаний жидкости в коте прямоугольного сечение

В выбранной расчетной схеме Эйлера сетка строится следующим образом: полость котла цистерны разделяется на m частей по оси абсцисс и на n частей по оси ординат. Каждой точка жидкости имеет две координаты: горизонтальную i и вертикальную j . Между точками устанавливаются равные расстояния: dx по горизонтали и dy по вертикали.

Для выбранной расчетной схемы (рисунок 2.3) необходимо записать систему уравнений 2.15. В данном случае производную $\frac{\partial h}{\partial y}$ можно приравнять к нулю, так как в один момент времени t уровень жидкости h по оси ординат изменяется только за счет горизонтального движения точек жидкости, не имея при этом вертикального воздействия. Также все члены, которые не содержат производную по времени переносятся в левую часть. Тогда системы уравнений 2.13 и 2.15 можно будет записать в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial u}{\partial t} = a_x - u \frac{\partial u}{\partial x} - v \frac{\partial u}{\partial y} - g \frac{\partial h}{\partial x}; \\ \frac{\partial v}{\partial t} = a_y - u \frac{\partial v}{\partial x} - v \frac{\partial v}{\partial y} - g. \end{cases} \quad (2.17)$$

Далее необходимо составить уравнение непрерывности для данной расчетной схемы. Для этого рассматривается объем жидкости, который находится между двух вертикальных плоскостей, на расстоянии dx друг от друга и между двух горизонтальных плоскостей, находящихся друг от друга на расстоянии dy . Для выбранной расчетной схемы (рисунок 2.3) уравнение непрерывности будет выглядеть следующим образом:

$$\int_0^h uL\partial y|_x - \int_0^h uL\partial y|_{x+\partial x} - \frac{\partial h}{\partial t} L\partial x|_h = 0, \quad (2.18)$$

где L — длина котла цистерны.

Проведя математические преобразования уравнение непрерывности можно будет записать в следующем виде:

$$\frac{\partial h}{\partial t} = -\frac{\partial \sum_{y=0}^h u}{\partial x} \partial y. \quad (2.19)$$

Таким образом, колебания жидкости описываются с применением Эйлеровой сетки в уравнениях 2.17 и 2.19.

В работе [12] обозначено следующее: амплитуда волны не может быть более чем некоторое предельное значение, которое называется амплитудой Стокса, которая равна $\frac{\pi}{6}$. Это говорит о том, что волны достаточно малые и есть возможность при расчетах волн применять линейную теорию. Так как в данной работе наибольшее значение имеет не форма свободной поверхности жидкости, а влияние жидкости на динамику вагона, то целесообразно воспользоваться линейной теорией и выполнить линеаризацию уравнений 2.17 и 2.19. Значения коэффициентов нелинейных членов уравнений принимаются равными их начальным значениям: $t=0$; $u=0$; $v=0$; $h=\partial y$. Далее - эти значения подставляются в соответствующие уравнения:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u}{\partial t} = a_x - g \frac{\partial h}{\partial x}; \\ \frac{\partial v}{\partial t} = a_y - g; \\ \frac{\partial h}{\partial t} = -dy \frac{\partial \sum_{y=0}^h u}{\partial x}. \end{array} \right. \quad (2.20)$$

Для удобства расчета система уравнений 2.20 можно привести к безразмерному виду, проведя следующие замены:

$$\bar{a}_x = \frac{B \cdot a_x}{gh_0}; \quad \bar{a}_y = \frac{B \cdot a_y}{gh_0}; \quad \bar{x} = \frac{x}{B}; \quad \bar{y} = \frac{y}{B}; \quad \bar{t} = \frac{\sqrt{gh_0} \cdot t}{B}. \quad (2.21)$$

Данные выражения подставляются в систему 2.17:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} = \bar{a}_x - \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}}; \\ \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{t}} = \bar{a}_y - g; \\ \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} = -d\bar{y} \frac{\partial \sum_{y=0}^h \bar{u}}{\partial \bar{x}}. \end{array} \right. \quad (2.22)$$

Безразмерный расчет позволяет уйти от операций с числами высоких порядков, сводя все значения в интервал от 0 до 1, однако после расчета необходимо произвести с результатами вычисления обратное преобразование по аналогичной схеме.

Для расчета колебаний жидкости необходимо определить граничные условия. Для этого внутреннее пространство котла цистерны разделяется на m точек по оси абсцисс, находящихся друг от друга на расстоянии dx и на n точек по оси ординат, находящихся друг от друга на расстоянии dy . При этом каждая из точек имеет свой порядковый номер по горизонтали – i и по вертикали j . При таком разделении и выбранной аппроксимации стенки котла ограничивают горизонтальную скорость жидкости при: $(i=0; x=0)$, $(i=m; x=B)$ и вертикальную скорость при: $(j=0; y=0)$, $(j=n; y=H)$. Система уравнений 2.22 с учетом граничных условий для прямоугольного сечения котла цистерны примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} = 0, \text{ при } (i = 0 \vee i = m); \\ \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{t}} = 0, \text{ при } (j = 0 \vee j = n); \\ \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{t}} = \bar{a}_x - \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}}; \\ \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{t}} = \bar{a}_y - g; \\ \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} = -d\bar{y} \frac{\partial \sum_{y=0}^h \bar{u}}{\partial \bar{x}}. \end{array} \right. \quad (2.23)$$

Теперь необходимо определить значения напряженностей силовых полей (ускорений жидкости в каждой точке) a_x и a_y . При расчете жидкостной модели можно считать, что кузов вагона находится в неподвижном состоянии. В таком случае ускорения кузова вагона, полученные из соответствующей модели, должны быть приложены к жидкости с противоположным знаком (рисунок 2.3). Значения ускорений a_x и a_y включают в себя воздействие кузова на жидкость при колебаниях бокового отбоя и боковой качки, то есть данные значения формируются из ускорений кузова: вертикального и горизонтального, а также из составляющей угловых колебаний. Определяются данные ускорения следующим образом:

$$a_x = -a_{xV} + \varepsilon_V \cdot AM \cdot \sin \alpha - \omega_V^2 \cdot AM \cdot \cos \alpha + a_{y.б.}; \quad (2.24)$$

$$a_y = -a_{yV} + \varepsilon_V \cdot AM \cdot \cos \alpha - \omega_V^2 \cdot AM \cdot \sin \alpha, \quad (2.25)$$

где ε_V – угловое ускорение кузова вагона, AM – расстояние от точки жидкости до центра масс вагона, ω_V – угловая скорость вагона, α – угол расположения точки жидкости, относительно центра масс.

Расстояние AM определяется по теореме Пифагора:

$$AM = \sqrt{(x - x_M)^2 + (y - y_M)^2}, \quad (2.26)$$

где x, y – координаты точки жидкости; x_M, y_M – координаты центра масс вагона.

Для того, чтобы связать между собой две математических модели необходимо определить силы давления, действующие на боковые стенки цистерны (рисунок 2.2 силы R_p и R_l). Силы давления определяются следующим образом:

$$R_p = \int_0^h (\rho \cdot g \cdot h_{i=m} + \frac{\rho u_{i=m-1;j}^2}{2}) \cdot L \cdot dy \quad (2.27)$$

$$R_l = \int_0^h -(\rho \cdot g \cdot h_{i=0} - \frac{\rho u_{i=1;j}^2}{2}) \cdot L \cdot dy \quad (2.28)$$

где L – длина котла цистерны, h_i – уровень i -й точки жидкости в плоскости правой и левой стенок котла цистерны, u_{ij} – горизонтальная скорость точки жидкости с координатами i, j в плоскости боковой стенки котла цистерны.

Составляющая давления в данной формуле определяется, как сумма гидростатического и гидродинамического давлений жидкости, в соответствии с законом Бернулли. А разность сил R_p и R_l составляет общую силу давления жидкости:

$$R_x = R_p - R_l \quad (2.29)$$

Сила давления жидкости на каждом шаге расчета учитывается при определении ускорений кузова вагона, которые в свою очередь задают ускорения жидкости.

2.3 Алгоритм численного интегрирования дифференциальных уравнений колебаний цистерны с неполным наливом

Для интегрирования системы дифференциальных уравнений 2.10 используем численный метод Эйлера. Индексом «0» обозначены начальные значения переменных на каждом шаге расчета. Точность расчета определяется шагом по времени dt .

$$\left\{ \begin{array}{l} x_V|_{t+dt} = x_{V0} + v_{xV0} dt; \\ y_V|_{t+dt} = y_{V0} + v_{yV0} dt; \\ \varphi_V|_{t+dt} = \varphi_{V0} + \omega_{V0} dt; \\ \dot{v}_{xV}|_{t+dt} = v_{xV0} + \frac{1}{m}(G_1(-x_V) - G_2 x_V + R_p - R_l + P_w); \\ \dot{v}_{yV}|_{t+dt} = v_{yV0} + \frac{1}{m}(C_1(-y_V + \varphi_V l + \eta)(1 + f_{mp}) + C_2(-y_V - \varphi_V l)(1 + f_{mp}) + F_v); \\ \dot{\omega}_V|_{t+dt} = \omega_{V0} + \frac{1}{I}(C_1 l(-y_V + \varphi_V l + \eta) + C_2 l(-y_V - \varphi_V l) - R_p h + R_l h + P_w h_p), \end{array} \right. \quad 0 \leq t \leq t_k \quad (2.30)$$

где t_k —конечное время.

Для интегрирования уравнений Эйлера и уравнения непрерывности также используем метод Эйлера. Примем $\partial t = dt$. С учетом особенностей расчета система уравнений 2.23 примет вид 2.31.

Для определения сил давления на боковые стенки котла цистерны, для интегрирования уравнений 2.25 и 2.26 используется метод прямоугольников. Тогда данные уравнения примут следующий вид 2.32.

$$\left\{ \begin{array}{l} \bar{u}_{ij} = 0, npu(i = 0 \vee j = m) \\ \bar{u}_{ij} \Big|_{t+\partial t} = \bar{u}_{0ij} + (\bar{a}_x - \frac{\bar{h}_{0i} - \bar{h}_{0(i-1)}}{\partial \bar{x}}) \partial \bar{t}, npu(0 < i \leq \frac{m}{2}) \\ \bar{u}_{ij} \Big|_{t+\partial t} = \bar{u}_{0ij} + (\bar{a}_x - \frac{\bar{h}_{0(i+1)} - \bar{h}_{0i}}{\partial \bar{x}}) \partial \bar{t}, npu(\frac{m}{2} < i < m) \\ \bar{v}_{ij} = 0, npu(j = 0 \vee j = n) \\ \bar{v}_{ij} \Big|_{t+\partial t} = \bar{v}_{0ij} + (\bar{a}_y - g) \partial \bar{t}, npu(0 < j < n) \\ \bar{h}_i \Big|_{t+\partial t} = \bar{h}_{0i} + \partial \bar{y} \frac{\sum_{y=0}^{\bar{h}} \bar{u}_{ij} \Big|_i - \sum_{y=0}^{\bar{h}} \bar{u}_{ij} \Big|_{i-1}}{\partial \bar{x}} \partial \bar{t}, npu(0 \leq i \leq \frac{m}{2}) \\ \bar{h}_i \Big|_{t+\partial t} = \bar{h}_{0i} + \partial \bar{y} \frac{\sum_{y=0}^{\bar{h}} \bar{u}_{ij} \Big|_{i+1} - \sum_{y=0}^{\bar{h}} \bar{u}_{ij} \Big|_i}{\partial \bar{x}} \partial \bar{t}, npu(\frac{m}{2} < i \leq m) \end{array} \right. \quad 0 \leq t \leq t_k. \quad (2.31)$$

$$R_p = \sum_{y=0}^{y=h_m} (\rho \cdot g \cdot h_{i=m} + \frac{\rho u_{i=m-1;j}^2}{2}) \cdot L \cdot dy; \quad (2.32)$$

$$R_l = \sum_{y=0}^{y=h_0} (\rho \cdot g \cdot h_{i=0} + \frac{\rho u_{i=1;j}^2}{2}) \cdot L \cdot dy. \quad (2.33)$$

Алгоритм представлен в виде блок-схем в приложении А на рисунках (А.1 – А.8). Для реализации расчета была выбрана среда программирования Borland C ++ Builder, в которой была разработана программа данной математической модели.

2.4 Разработка энергетического критерия оценки устойчивости колесной пары от вкатывания гребня колеса на головку рельса

Колесная пара движется по рельсовой колее извилисто. Таким образом, траектория движения каждого колеса имеет волнообразную форму. В точках максимального отклонения колесной пары от оси пути создается давление на рельс, сила которого может привести к вкатыванию колеса на головку рельса и последующему сходу. Расчетная схема движения колесной пары по рельсовому пути приведена на рисунке 2.4.

Движение колесной пары по рельсовому пути описывается следующим уравнением [71]:

$$\frac{d^2x}{dz^2} + \frac{n}{s \cdot r_c} \cdot x = \frac{n}{s \cdot r_c} \cdot \eta_z, \quad (2.34)$$

где n – конусность ободьев колес, s – полуширина рельсовой колеи, r_c – средний радиус поверхности катания колеса, x – поперечная координата движущейся колесной пары относительно оси пути.

Возмущающим воздействием в данном уравнении является горизонтальная неровность, измеряемая от продольной оси пути [71]:

$$\frac{n}{s \cdot r_c} \cdot \eta_z. \quad (2.35)$$

Когда горизонтальная неровность представлена круговой кривой соответствующий член уравнения 2.34 будет задаваться следующим образом:

$$\eta_z = \frac{z^2}{2R}, \quad (2.36)$$

где R – радиус кривой, z – продольная координата движущейся колесной пары.

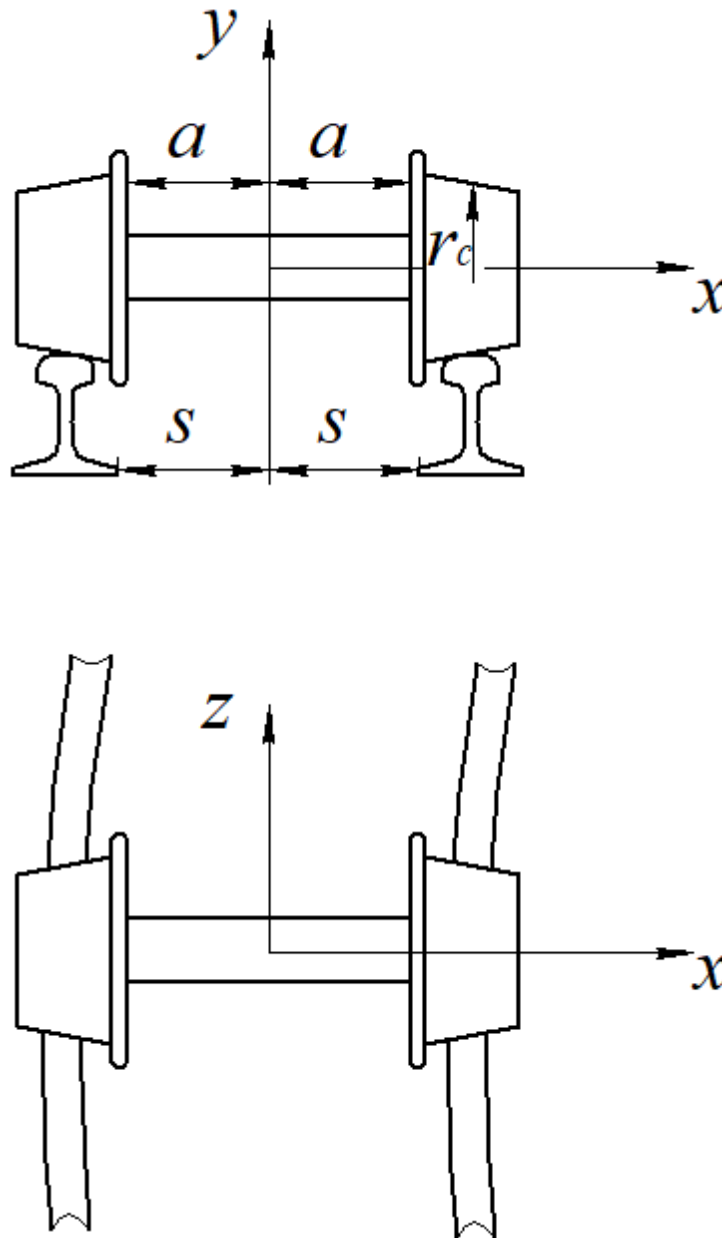


Рисунок 2.4 – Расчетная схема движения колесной пары

Решение данного дифференциального уравнения имеет следующий вид [71]:

$$x = A \cdot \sin(\omega \cdot z) + B \cdot \cos(\omega \cdot z) + \eta_z - \frac{s \cdot r_c}{R \cdot n}, \quad (2.37)$$

циклическая частота ω поперечного движения колесной пары задается следующим образом [71]:

$$\omega = \sqrt{\frac{n}{s \cdot r_c}} \quad (2.38)$$

Начальные условия задаются следующим образом [71]:

$$z=0, x=x_0, \frac{dx}{dz} = 0. \quad (2.39)$$

Уравнение 2.37 с их учетом примет вид [71]:

$$x = \left(x_0 + \frac{s \cdot r_c}{R \cdot n}\right) \cdot \cos(\omega \cdot z) + \eta_z - \frac{s \cdot r_c}{R \cdot n}. \quad (2.40)$$

Для дальнейших преобразований координата z обозначается в виде произведения продольной скорости вагона и времени движения:

$$z = v_z \cdot t \quad (2.41)$$

Уравнение 2.41 подставляется в уравнение 2.40, после чего дифференцируется по времени. В результате получается уравнение скорости поперечного движения колесной пары:

$$v_x(t) = \omega \cdot v_z \cdot \left[\left(-x_0 - \frac{s \cdot r_c}{R \cdot n}\right) \cdot \sin(\omega \cdot v_z \cdot t) \right] + \frac{v_z^2 \cdot t}{2}. \quad (2.42)$$

Относительно поперечной скорости можно определить кинетическую энергию колесной пары, которая при контакте гребня колеса с рельсом перейдет в потенциальную и создаст условие для вкатывания гребня колеса на головку рельса.

$$E_k = \frac{m \cdot v_{x\max}(t)^2}{2}, \quad (2.43)$$

где m – осевая нагрузка вагона, $v_{x\max}$ – максимальная поперечная скорость колесной пары, которая определяется, как амплитудное значение данной скорости.

$$v_{x\max}(t) = \omega \cdot v_z \cdot \left(-x_0 - \frac{s \cdot r_c}{R \cdot n}\right), \quad (2.44)$$

где x_0 – максимальное отклонение колесной пары от оси пути. Геометрические параметры колесной пары и рельсового пути приведены на рисунке 2.5.

Исходя из рисунка 2.5 максимальное отклонение колесной пары от оси пути определяется следующим образом:

$$x_0 = s - a - f_{fl}. \quad (2.45)$$

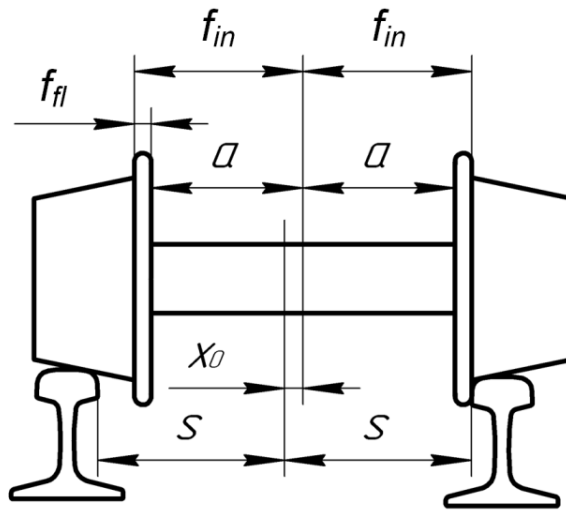


Рисунок 2.5 – Геометрические параметры колесной пары и рельсового пути

Силы, действующие на колесо, показаны на рисунке 2.6.

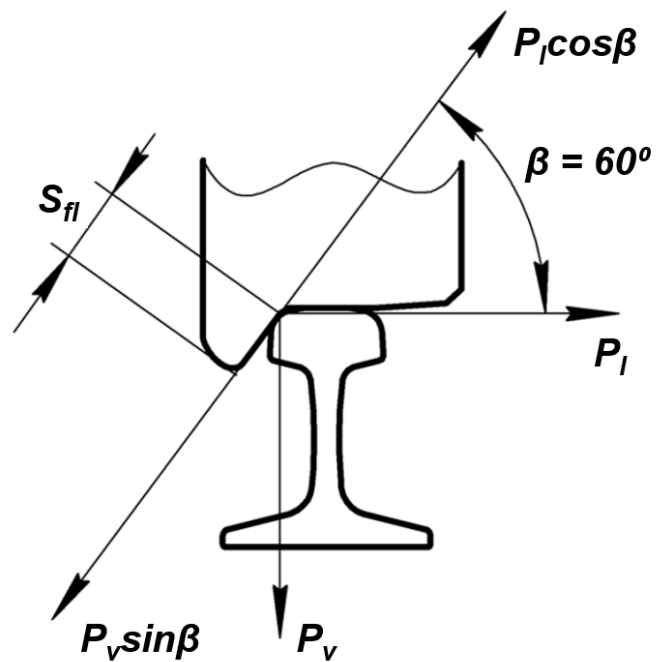


Рисунок 2.6 – Силы, действующие на колесо

P_l – боковая сила, P_v – вертикальная сила, $P_l \cos \beta$ и $P_v \sin \beta$ – проекции соответствующих сил на линию гребня колеса.

При поперечном движении колесной пары данные силы совершают работу, которую можно определить следующим образом:

$$A = \max(0; -(P_v \cdot \sin \beta - P_l \cdot \cos \beta) \cdot s_{fl}), \quad (2.46)$$

$$s_{fl} = \frac{h_{fl}}{\sin \beta}, \quad (2.47)$$

где s_{fl} – длина поверхности гребня колеса, h_{fl} – высота гребня колеса.

Условие недопущения вкатывания гребня колеса на головку рельса в данном случае определяется согласно закону сохранения энергии и выражается следующим условием:

$$A < E_{\kappa}. \quad (2.48)$$

Также данное условие можно выразить в виде коэффициента устойчивости следующим образом:

$$K_{yc} = \frac{A}{E_{\kappa}} < 1. \quad (2.49)$$

Таким образом, на основании уравнения движения колесной пары по рельсовому пути, исходя из поперечной составляющей был определен критерий вкатывания гребня колеса на головку рельса, определяемый из принципа его недопущения, относительно уровня потенциальной энергии колесной пары.

2.5 Разработка критерия оценки устойчивости колесной пары от опрокидывания вагона наружу и во внутрь кривой при движении по кривому участку пути

Опрокидывание вагона происходит вследствие обезгруживания одной из сторон его колесных пар. В соответствии с расчетной схемой, представленной на рисунках 2.1 и 2.2 в опорах вагона создаются вертикальные силы реакций R_{c1} и R_{c2} , которые определяются следующим образом:

$$R_{C1} = C_1 y_V; R_{C2} = C_1 y_V. \quad (2.50)$$

Обезгруживание колеса произойдет в том случае, когда одна из вертикальных реакций будет меньше или равна нулю.

Критерий устойчивости, в соответствии с выбранной расчетной схемой будет выглядеть следующим образом:

$$R_{C1} > 0; R_{C2} > 0. \quad (2.51)$$

Определяются данные силы по методике, разработанной и приведенной в разделе 2 данной работы. В расчете данных сил учитывается также воздействие на кузов вагона, оказываемое колеблющимся жидким грузом. На рисунке 2.7 показана схема определения параметров опрокидывания вагона.

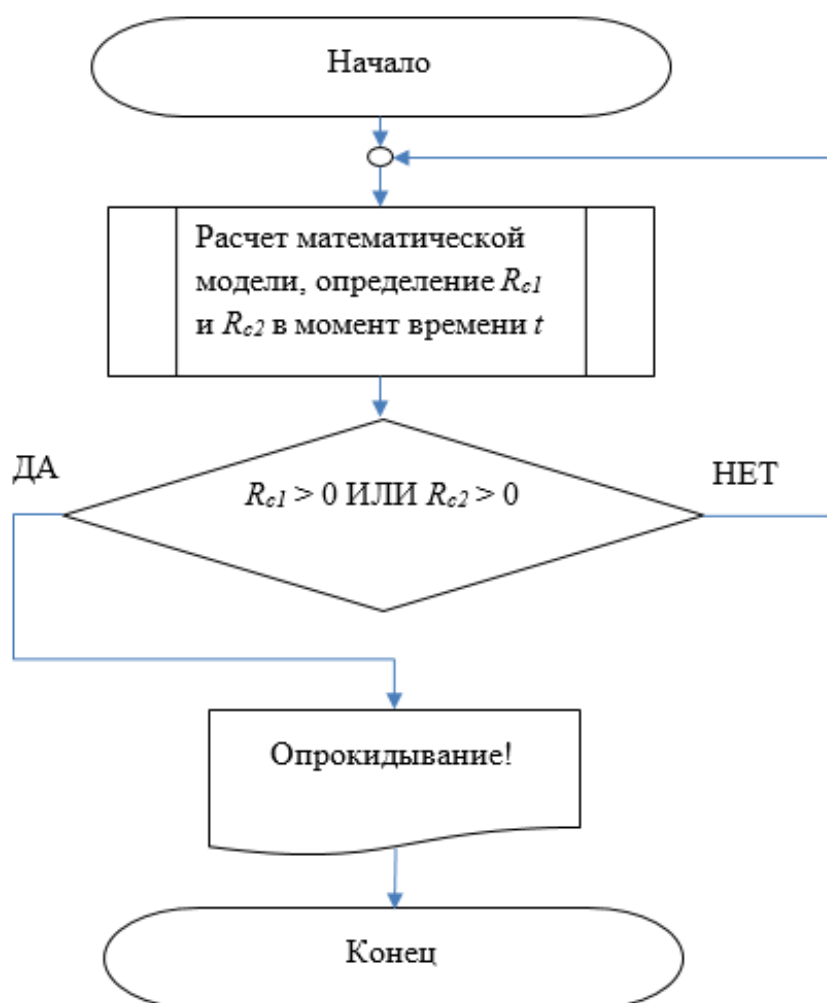


Рисунок 2.7 – Алгоритм определения момента опрокидывания вагона наружу или внутрь кривой

При использовании данного метода направление опрокидывания определяется стороной обезгруженного колеса.

2.6 Выводы по разделу 2

1 На основании принципа Даламбера разработана математическая модель колебаний вагона – цистерны. Выбранная расчетная схема представляет из себя одномассовую модель, установленную на упругие опоры с фрикционными гасителями колебаний. Колебания системы задаются, переменным и колебаниями опоры, а также приложенными силами давления жидкости на стенки котла цистерны.

2 На основании уравнений Эйлера разработана математическая модель колебаний жидкого груза в котле цистерны. Движение жидкости рассматривается в двух плоскостях. Расчет проводится в каждый заданный момент времени, по результатам которого определяются силы давления жидкости, действующие на боковые стенки котла цистерны.

3 Составлен алгоритм численного интегрирования полученной системы дифференциальных уравнений. Интегрирование проведено по методу Эйлера. Разработанный алгоритм реализован в среде программирования Borland C++ Builder. Созданная на его основе программа используется для расчета математической модели и для визуализации колебаний.

4 Разработан принципиально новый энергетический критерий оценки устойчивости колеса от вкатывания на головку рельса с последующим сходом. Данный критерий позволяет в рамках общего расчета определить момент схода колесной пары при извилистом движении по рельсовой колее.

5 Разработан критерий устойчивости от опрокидывания вагона наружу и внутрь кривой в рамках общего расчета, приведенного в данном разделе.

3 ОЦЕНКА ДОСТОВЕРНОСТИ РАЗРАБОТАННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

3.1 Оценка достоверности разработанной методики поперечных колебаний жидкого груза в котле цистерны с применением модельного эксперимента

Целью данного исследования является подтверждение достоверности, разработанной в разделе 2 методики и дальнейшее ее применение. Для решения данной задачи был проведен эксперимент с применением модели цистерны, в которую была налита жидкость (вода) и созданы различные ее колебания, после чего такие же колебания были смоделированы в расчетной программе. Также был проведен сравнительный анализ данных, полученных экспериментальным путем с расчетными результатами. На рисунке 3.1 приведена схема модели цистерны, с помощью которой задавались колебания жидкости.

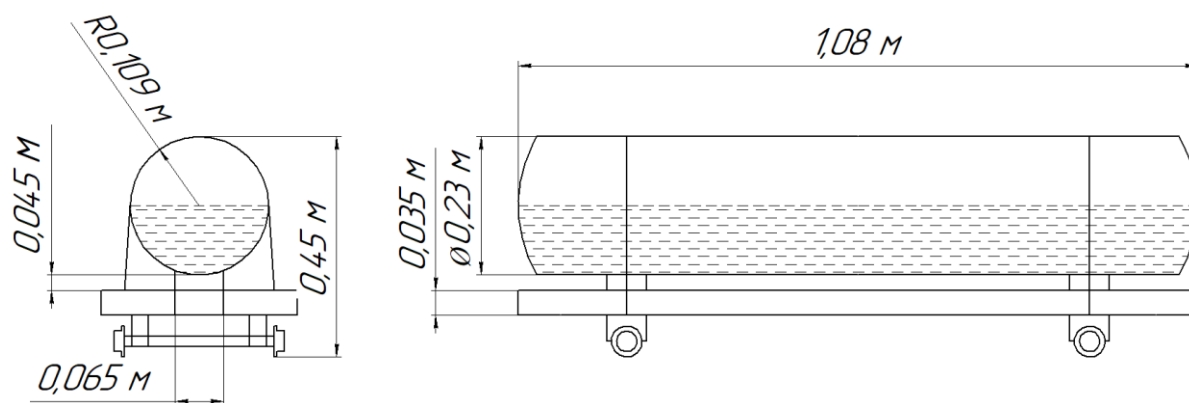


Рисунок 3.1 – Схема макета цистерны

Эксперимент проводился при заполнении макета цистерны водой наполовину. Колебания задавались вручную. Были исследованы колебания при разных способах их создания:

- 1) колебания бокового отбоя;
- 2) колебания боковой качки.

Для создания колебаний бокового отбоя цистерна была установлена на тележку, которая передвигалась по направляющим. Вручную были заданы

возвратно-поступательные движения с постоянной амплитудой и частотой. В исследовании были рассмотрены два варианта бокового отбоя: спокойные колебания и резонанс. В таблице 3.1 приведены исходные данные опыта «Боковой отбой».

Таблица 3.1 – Исходные данные опыта «Боковой отбой»

№ Опыта	Частота, с ⁻¹	Циклическая частота, рад ⁻¹	Амплитуда, м	Примечание
1	0,45	2,83	0,075	Спокойные колебания
2	2	12,56	0,0115	Резонанс

Также для этого же случая была составлена математическая модель в соответствии с методикой, приведенной в разделе 2. В случае колебаний бокового отбоя с постоянной амплитудой и частотой колебания кузова вагона можно задать следующим образом:

$$x = s \cdot \sin \omega t; \quad (3.1)$$

$$v_x = \frac{dx}{dt} = s \cdot \omega \cdot \cos \omega t; \quad (3.2)$$

$$a_x = \frac{dv_x}{dt} = -s \cdot \omega^2 \sin \omega t, \quad (3.3)$$

где x – горизонтальная координата кузова, v_x – скорость перемещения кузова вагона, a_x – ускорение кузова вагона, s – амплитуда колебаний кузова, ω – циклическая частота колебаний кузова, t – время от начала расчета.

При оценке результатов эксперимента оценивался угол отклонения свободной поверхности жидкости от горизонтального положения. По этому же параметру результаты эксперимента были сопоставлены с результатами расчета. На рисунке 3.2 показан пример оценки колебаний жидкости. Угол замерялся по видеозаписи колебаний через каждые 1/6 с.

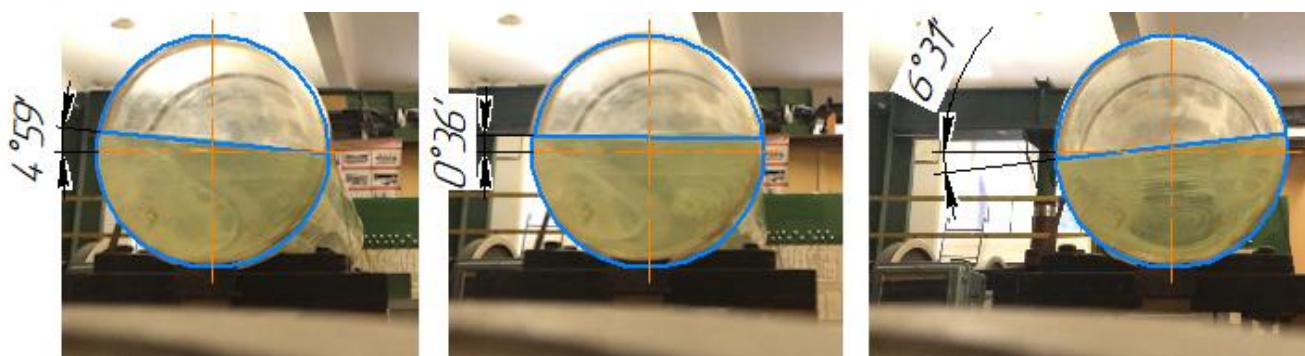


Рисунок 3.2 – «Спокойные» колебания бокового отнosa

Тот же пример, только уже смоделированный в программе показан на рисунке 3.3.

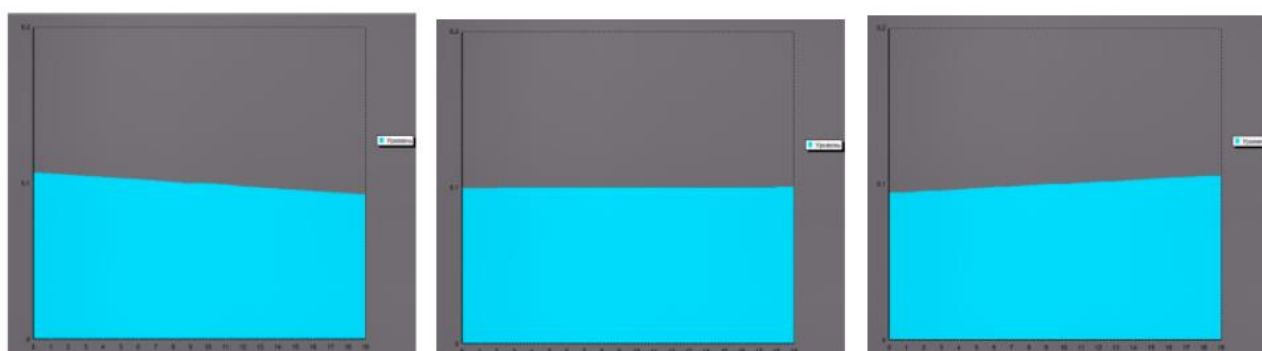


Рисунок 3.3 – Моделирование спокойных колебаний бокового отнosa

Форма свободной поверхности, определенная расчетным способом, соответствует реальной форме свободной поверхности. Если угол свободной поверхности, полученной экспериментальным образом, можно определить только графическим способом, то при расчете угол отклонения свободной поверхности можно рассчитать математически:

$$\beta = \arctg \frac{h_r - h_l}{B}, \quad (3.4)$$

где h_r – значение уровня у правой стенки котла, h_l – значение уровня у левой стенки котла, B – ширина котла цистерны.

Данные эксперимента необходимо сопоставить с результатами расчета. Для оценки соответствия расчета эксперименту в одних осях изображена зависимость угла наклона свободной поверхности жидкости от времени. Результаты эксперимента «спокойные колебания» показаны на рисунке 3.4.

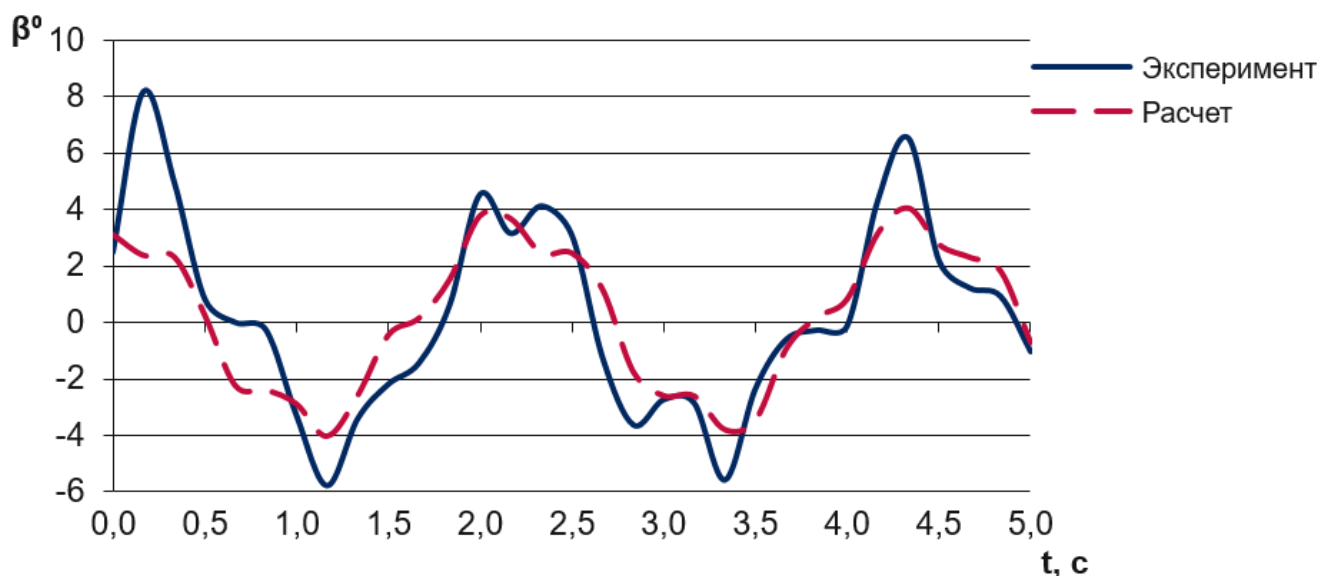


Рисунок 3.4 - Зависимость угла поворота свободной поверхности жидкости от времени при спокойных колебаниях

По приведенным графикам можно констатировать их соответствие друг другу, что говорит о правильности расчета. Однако точки максимумов, полученные экспериментальным способом, значительно превышают расчетные. Обусловлено это ручным способом задачи колебаний макета цистерны.

Во втором случае колебаний были доведены до резонанса и угол отклонения свободной поверхности фиксировался уже при данных колебаниях. Значение угла свободной поверхности при обработке видеозаписи фиксировалось каждые 1/10 с, так как колебания в данном случае происходят со значительно большей частотой. На рисунке 3.5 аналогичным образом показан пример определения угла свободной поверхности при резонансе.

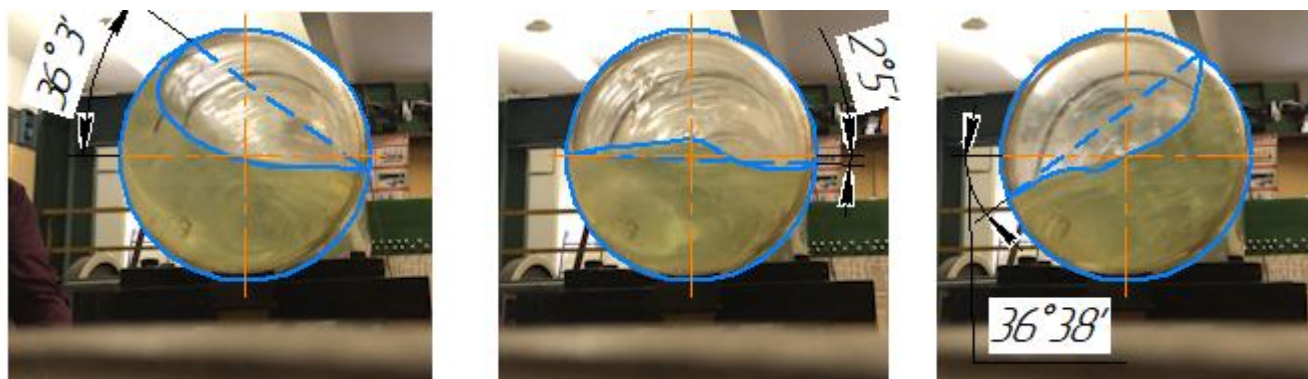


Рисунок 3.5 – Колебания при резонансе в эксперименте

Такой же пример определения свободной поверхности расчетным способом изображен на рисунке 3.6.

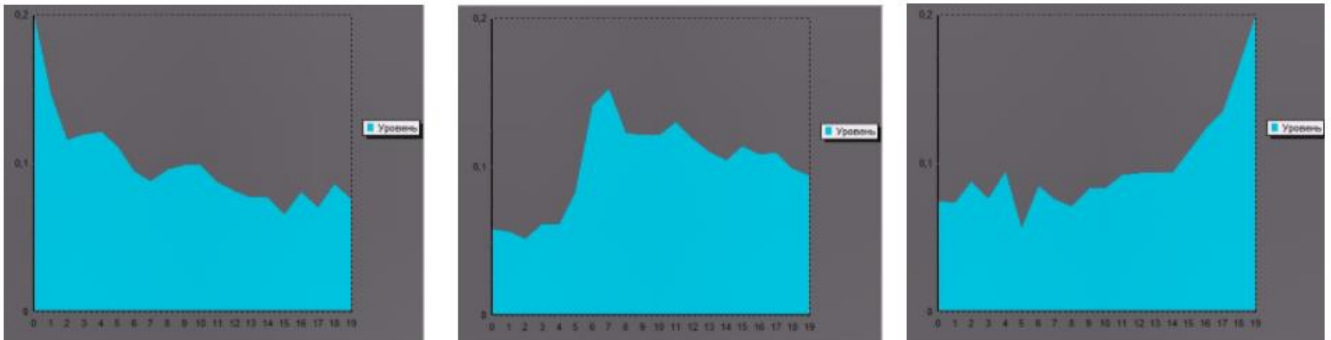


Рисунок 3.6 – Форма поверхности жидкого груза при моделировании колебаний бокового отнosa при резонансе

В данном случае свободная поверхность жидкости принимает форму кривой линии, а при среднем положении системы можно наблюдать бегущую волну, которая перемещается от стенки к стенке. В случае аппроксимации круглого сечения прямоугольником можно отметить, что форма свободной поверхности менее вогнута, нежели в эксперименте. Также в результате линеаризации уравнений колебания жидкости на рисунке 3.6 можно отметить наличие перепадов на свободной поверхности. Результаты исследования в виде зависимости угла поворота свободной поверхности приведены на рисунке 3.7.

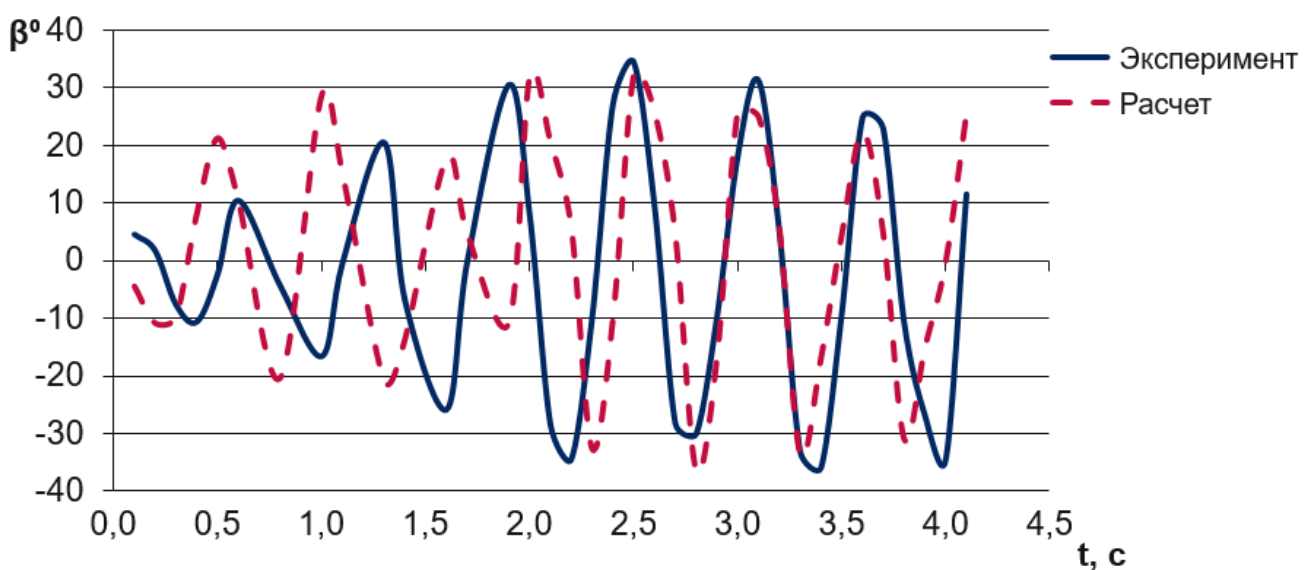


Рисунок 3.7 - Зависимость угла поворота свободной поверхности жидкости от времени при колебаниях резонанса

Графики, изображенные на рисунке 3.7 показывают, что в начале процесса идет повышение амплитуды колебаний, что свойственно явлению резонанса. Амплитуда графика эксперимента соответствует графику расчетному. По частоте же графики имеют расхождение до $\pm 20\%$, что можно объяснить погрешностью измерений при проведении эксперимента, ручным заданием колебаний, а также некоторым продольным возмущением жидкости. Также относительно полученных графиков (рисунок 3.7) можно отметить, что математическая модель с аппроксимацией круглого сечения прямоугольником дает достоверные результаты, которые соответствуют данным эксперимента.

В данном опыте рассматривались наиболее простые формы колебаний, а также замкнутый контур, не имеющий связей. В следующем опыте были исследованы колебания боковой качки, а вагон был установлен на упругие опоры, что также было учтено при составлении расчетной программы.

Колебания боковой качки связаны с колебаниями самого вагона, который установлен на упругие опоры. Математическая модель соответствует следующей расчетной схеме:

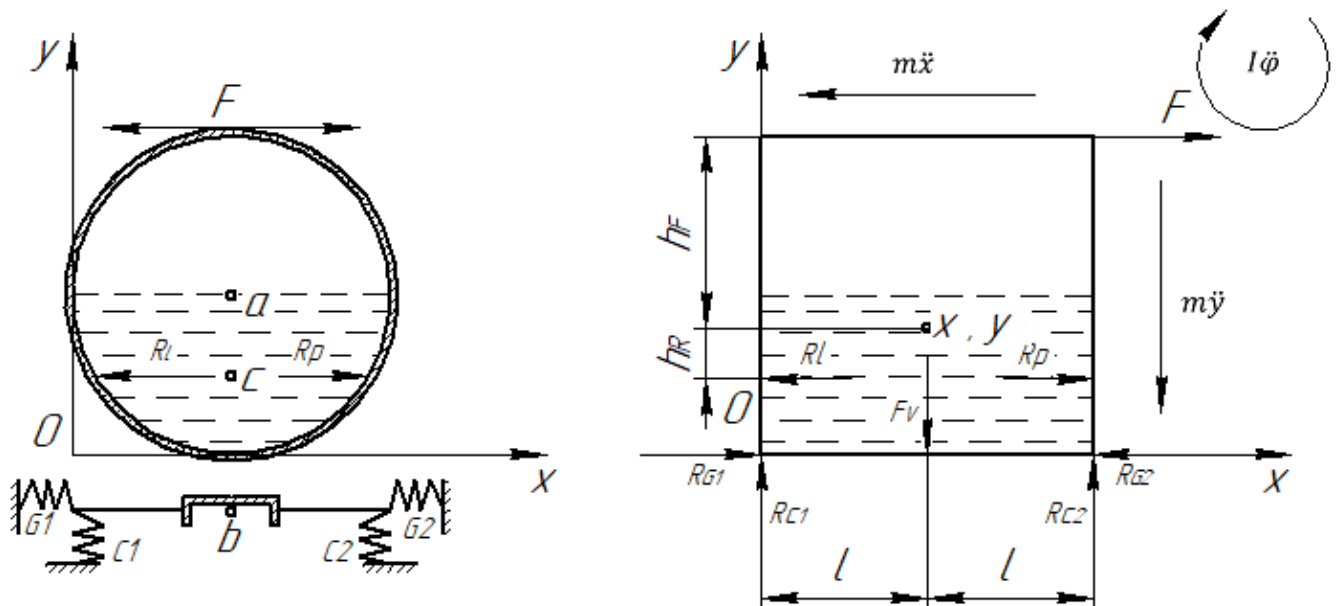


Рисунок 3.8 – Расчетная схема математической модели колебаний кузова вагона

На рисунке 3.8 слева изображена расчетная схема, где C_1, C_2 —вертикальные жесткости опор; G_1, G_2 —горизонтальные жесткости опор; R_p, R_l – силы давления

жидкости на стенки цистерны; F –раскачивающая сила; a –точка центра масс котла цистерны, b – точка центра масс хребтовой балки, c –точка центра масс жидкого груза. В данном случае можно пренебречь поперечными балками и осями, в силу их небольшой массы, относительно массы остальных частей вагона.

Справа изображена детализированная силовая расчетная схема, по которой и была построена математическая модель, на данной схеме R_{c1}, R_{c2} – вертикальные реакции опор; R_{G1}, R_{G2} – горизонтальные реакции опор; $m\ddot{x}, m\ddot{y}, I\ddot{\varphi}$ - силы инерции; x, y –координаты центра масс системы; F_v – вес жидкого груза.

Данная расчетная схема соответствует схеме, приведенной на рисунках 2.1 и 2.2.

Далее для составления уравнений динамики необходимо определить необходимо определить координаты центра масс и моменты инерции макета цистерны, относительно продольной оси z .

Горизонтальная координата центра масс, которая находится в центре поперечного сечения и определяется следующим образом:

$$x_M = l. \quad (3.5)$$

Вертикальную координату центра масс макета вагона можно найти по следующей формуле:

$$y_M = \frac{\sum m_i y_i}{\sum m_i}, \quad (3.6)$$

где m_i – масса i -го элемента системы, y_i – вертикальная координата центра масс i -го элемента системы.

Момент инерции определяется по теореме Штейнера:

$$I_z = \sum (I_{z_i} + m_i y_i^2), \quad (3.7)$$

где I_{z_i} – момент инерции i -го элемента системы.

Для определения момента инерции необходимо обозначить элементы механической системы:

- 1) Котел цистерны – тонкостенный полый цилиндр из оргстекла.

$$m_{кот} = \rho L(\pi(R + \delta)^2 - \pi R^2), \quad (3.8)$$

где $\rho = 1190 \text{ кг/м}^3$ – плотность оргстекла, $\delta = 0,006 \text{ м}$ – толщина оболочки котла, $L = 0,109 \text{ м}$ – длина котла цистерны.

Вертикальная координата центра масс котла цистерны равна его радиусу, так как расположена в центре круга (рисунок 3.8).

Значение момента инерции котла определяется следующим образом:

$$I_{z_{кот}} = m_{кот} R^2. \quad (3.9)$$

2) Хребтовая балка – швеллер 6.5, погонная масса 5,9 кг/м. Длина хребтовой балки принимается равной длине котла. Хребтовая балка находится ниже начала отсчета, поэтому координата ее центра масс будет определяться:

$$y_{хреб} = -\delta - 0,045 - y_{зост}, \quad (3.10)$$

где $y_{зост}$ – стандартное расстояние от верхней стенки швеллера до его центра масс.

Момент инерции хребтовой балки определяется, как для прямоугольного сечения:

$$I_{z_{хреб}} = \frac{m_{хреб}(L^2 + b^2)}{12}. \quad (3.11)$$

3) Жидкость в котле цистерны, заполненном наполовину имеет профиль полукруга. Для полукруга центр масс можно определить следующим образом:

$$y_{ж} = R - \frac{4R}{\pi}. \quad (3.12)$$

Момент инерции полуцилиндра, форму которого принимает налитая в цистерну жидкость определяется следующим образом:

$$I_{z_{жид}} = \rho V R^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{16}{9\pi^2} \right), \quad (3.13)$$

где $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность жидкости (вода), $V = \frac{1}{2} \pi R^2 L$ – занимаемый жидкостью объем.

Значения центров масс и моментов инерции каждого элемента приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Центры масс элементов системы

№	Элемент	Обозначение центра масс на рисунке 3.8	m , кг	y , м	I_z , кг·м ²
1	Котел цистерны	a	6,426	0,109	0,085
2	Хребтовая балка	b	6,372	-0,175	0,624
3	Жидкость	c	20,145	0,063	0,077

Вертикальная координата, определена по формуле (3.4): $y_m = 0,026$ м.

И момент инерции всей системы, определен по формуле (3.5): $I_z = 0,808$ кг·м².

Также для моделирования колебаний вагона необходимо определить жесткость опор. Для проведения эксперимента были выбраны резиновые опоры, так как резина представляет собой упругий элемент с внутренним трением, что делает данный материал предпочтительным аналогом реальной пружине с фрикционным гасителем колебаний. Жесткость опор была измерена опытным способом. Результаты замера приведены на рисунке 3.9.

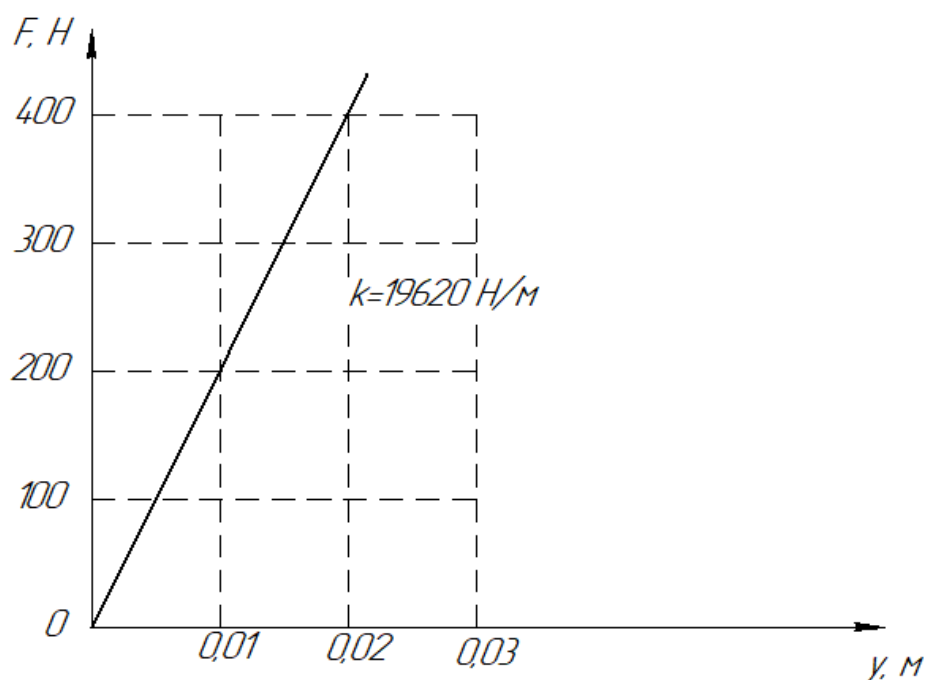


Рисунок 3.9 – Определение жесткости одной резиновой опоры

В необходимой области нагрузки (до 400 Н) жесткость резиновой опоры имеет линейную характеристику. Горизонтальную жесткость опор примем равной этому же значению. Были определены суммарные жесткости. В соответствии с тем, что на каждую сторону макета вагона приходится по две опоры, суммарные жесткости опор для каждой стороны примут следующие значения: $C_1=C_2=G_1=G_2=39240 \text{ Н/м}$.

Математическая модель в данном случае составляется в соответствии с методикой, приведенной в разделе 2.

Колебания задавались вручную и были доведены до резонанса. При исследовании резонанса были приняты следующие исходные данные:

- частота – $1,7 \text{ с}^{-1}$;
- циклическая частота – $10,7 \text{ рад}^{-1}$;
- амплитуда – $1-2^\circ$.

В расчете колебания боковой качкой задаются горизонтальной силой, приложенной к верхней точке котла цистерны. Значение данной силы определяется следующим образом:

$$F = a \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (3.14)$$

где a – амплитуда колебаний силы, ω – циклическая частота.

Колебания боковой качки были смоделированы таким образом, чтобы амплитуда колебаний вагона совпадала с экспериментальным значением и при этом наблюдался резонанс. Данное условие выполняется при следующих исходных данных для расчета:

- циклическая частота – $11,5 \text{ рад}^{-1}$;
- амплитуда – 2° ;
- раскачивающая сила – 60 Н .

В данном случае значения частоты между собой имеют расхождение 7% относительно данных эксперимента, что вполне допустимо.

Необходимо рассмотреть форму свободной поверхности жидкости в цистерне при эксперименте и расчете. Пример свободной поверхности при эксперименте приведен на рисунке 3.10.

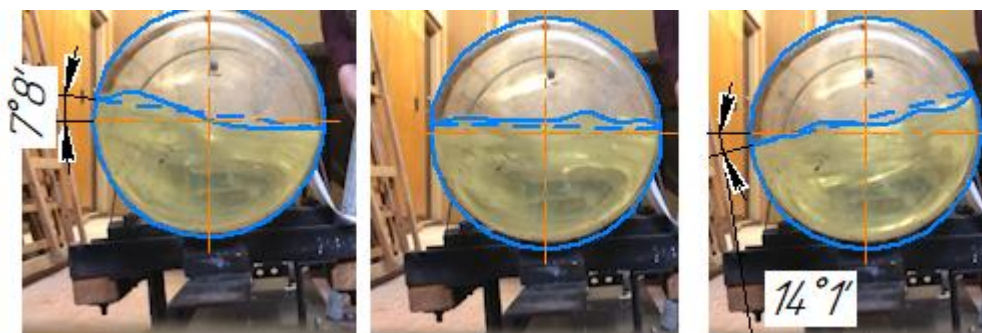


Рисунок 3.10 – Колебания боковой качки

На рисунке 3.11 приведены аналогичные изображения, полученные расчетным методом.

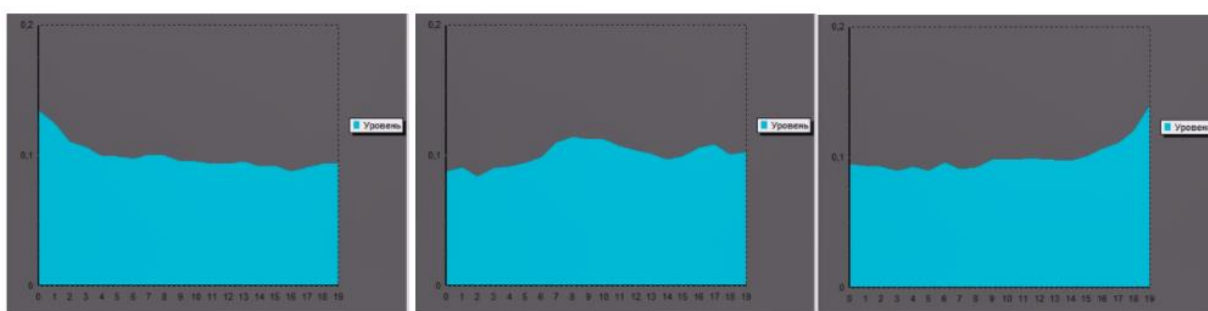


Рисунок 3.11 – Моделирование колебаний боковой качки

По данным рисунков 3.10 и 3.11 можно сделать вывод о соответствии результатов расчета результатам эксперимента.

Данные эксперимента сравнивались с данными расчета по аналогии с предыдущими опытами, что видно на графиках.

На рисунке 3.12 изображены графики зависимости угла поворота свободной поверхности жидкости от времени.

Оба графика соответствуют друг другу. Имеются небольшие расхождения, которые обусловлены погрешностью измерений.

Итоги проведенного исследования, целью которого была оценка достоверности методики математической модели поперечных колебаний жидкости обобщены и представлены в таблице 3.3.

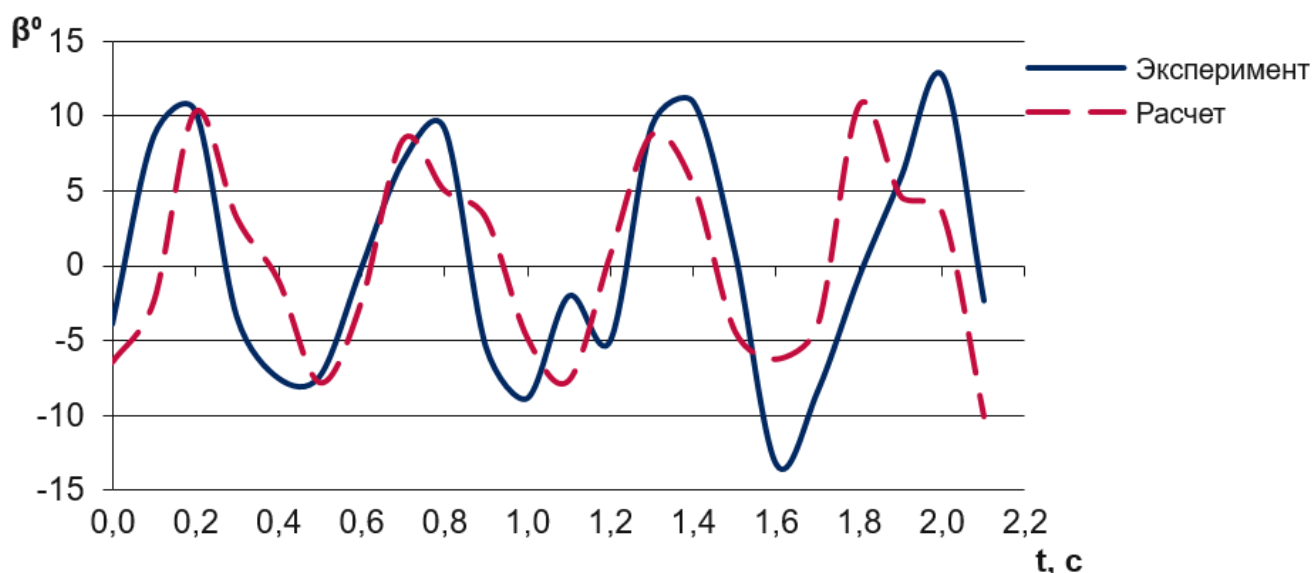


Рисунок 3.12 – Зависимость угла поворота свободной поверхности от времени при боковой качке

Таблица 3.3 – Результаты исследования

Параметр Опыт	Колебания вагона		Колебания жидкости				
	Частота колебаний, с ⁻¹	Амплитуда колебаний, м (для боковой качки – град.)	Средняя частота опытная, с ⁻¹	Частота расчетная, с ⁻¹	Средняя амплитуда опытная, °		Средняя амплитуда расчетная, °
Спокойные колебания (бок. отн.)	0,45	0,075	0,48	0,45	5,15		4,12
Резонанс (бок. отн.)	2	0,0115	1,67	2	Общая	23,9	30,6
					Уст. режим	29,88	34,09
Боковая качка	1,7	2	0,6	0,53	10,36		8,54

В соответствии с приведенными данными, параметры колебаний жидкости имеют качественное соответствие с параметрами колебаний вагона. Количественно имеются расхождения в результатах, полученных расчетами и экспериментальным путем. Значения расхождений результатов приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Расхождение результатов опыта с результатами расчета

Параметр Опыт	Расхождение по частоте	Расхождение по амплитуде	
Спокойные колебания (бок. относ)	6,6 %	20 %	
Резонанс (бок. относ)	-16,5 %	Общая амплитуда	Установившейся режим
		-21,9 %	-12,3 %
Боковая качка	13,2 %	21,3 %	

При опыте «спокойные колебания бокового отнoса» наблюдается небольшое расхождение по частоте. Амплитудные максимумы превышают расчетные. Значительное расхождение в начале графика по амплитуде объясняется ручным способом задачи колебаний и отсутствием в данный момент времени установившегося режима. При совокупной же оценке графиков колебаний при спокойных колебаниях бокового отнoса можно сделать вывод об удовлетворительном соответствии расчетного графика экспериментальному.

При опыте «боковой отнoс. Резонанс» можно выделить расхождение по общей амплитуде, что обусловлено наличием разгонного участка, а также ручной задачей колебаний макета. В основном же графики опытного и расчетного вариантов опыта имеют достаточное соответствие друг другу.

При боковой качке имеются расхождения подобного размера и порядка, что также обусловлено ручным способом задачи колебаний макета вагона.

В ходе данного исследования были проведены опыты при различных исходных условиях и при различных способах задачи колебаний вагона. Был выполнен анализ результатов исследования, который показал.

1 Методика моделирования колебаний жидкости в котле цистерны предложенная в разделе 2 достоверна и может быть применена для дальнейших исследований.

2 Принятое допущение в виде аппроксимации круглого сечения котла цистерны прямоугольником дает достоверные результаты расчета, соответствующие экспериментальным данным.

3.2 Исследование энергетического критерия устойчивости вагона от вкатывания гребня колеса на головку рельса в сравнении с нормативной проверкой

Целью данного исследования является сравнение двух вариантов оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса.

Колесная пара движется извилисто, то есть в определенный момент времени гребень колеса соприкасается с рельсом и воздействует на него с некоторым давлением. Логично полагать, что при достижении определенной скорости произойдет вкатывание гребня колеса на головку рельса, что может привести к последующему сходу вагона с рельсов. Поэтому необходимо будет определить и сравнить эти скорости.

Нормативный силовой критерий выглядит следующим образом [72]:

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + tg\beta \cdot \mu} \cdot \frac{P_{\epsilon 1}}{P_{\delta}} > 1,4, \quad (3.15)$$

где $\beta = 60^{\circ}$ - угол между касательной к поверхности гребня колеса и горизонтальной плоскостью, μ – коэффициент трения колеса и рельса, $P_{\epsilon 1}$ – вертикальная сила, действующая на набегающее колесо, P_{δ} – боковая сила.

Боковая сила определяется следующим образом [72]:

$$P_{\delta} = H_p + \mu \cdot P_{\epsilon 2}, \quad (3.16)$$

где H_p – рамная сила, $P_{\epsilon 2}$ – вертикальная сила, действующая на ненабегающее колесо.

$$H_p = q_o^n \cdot b \cdot \delta \cdot (5 + v), \quad (3.17)$$

где q_o^n - статическая осевая нагрузка, δ - коэффициент, определяющий тип ходовых частей вагона.

$$q_o^n = \frac{T \cdot g}{m}, \quad (3.18)$$

где T - тара вагона, g - ускорение свободного падения, m - число осей вагона

Вертикальные силы определяются следующими формулами [72]:

$$P_{\delta 1} = 2 \cdot Q_{ш} \cdot \left[\frac{b_1 - a_2}{L} \cdot (1 - K_{\delta \delta}) - \frac{b_1}{L} \cdot K_{\delta z} \right] + H_p \cdot \frac{R_k}{L} + q_{кп} \cdot \frac{b_1 - a_2}{L}; \quad (3.19)$$

$$P_{\delta 2} = 2 \cdot Q_{ш} \cdot \left[\frac{b_1 - a_1}{L} \cdot (1 - K_{\delta \delta}) - \frac{b_1}{L} \cdot K_{\delta z} \right] - H_p \cdot \frac{R_k}{L} + q_{кп} \cdot \frac{b_1 - a_1}{L}, \quad (3.20)$$

где $Q_{ш}$ - нагрузка от обрессоренной части вагона, приходящаяся на шейку оси, $q_{кп}$ - вес необрессоренной части вагона, который приходится на одну колесную пару, b_1 - полуширина между шейками оси, L - расстояние между точками соприкосновения колес с рельсами, a_1 - расстояние от середины шейки оси до точки соприкосновения ненабегающего колеса с рельсом, a_2 - расстояние от середины шейки оси до точки соприкосновения набегающего колеса с рельсом, R_k - радиус колеса по поверхности катания, $K_{\delta \delta}$ - коэффициент вертикальной динамики, $K_{\delta z}$ - коэффициент горизонтальной динамики.

$$Q_{ш} = \frac{(m_{об} - P) \cdot g}{2 \cdot m}, \quad (3.21)$$

где $m_{об}$ - масса обрессоренной части вагона, P - грузоподъемность вагона, g - ускорение свободного падения, m - количество осей.

Коэффициенты динамики определяются следующим образом [72]:

$$K_{\delta \delta} = 0,75 \cdot \bar{K}_{\delta \delta}; \quad K_{\delta z} = 0,25 \cdot \bar{K}_{\delta z}, \quad (3.22)$$

где $\bar{K}_{\delta \delta}$ - среднее вероятностное значение коэффициента вертикальной динамики [72]:

$$\bar{K}_{\delta \delta} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{v - 15}{f_{cm}}, \quad (3.23)$$

где – коэффициент числа осей в тележке (для двухосной тележки принимается равным 1 [72]), $n = 2$ – количество колесных пар в одной тележке, v – скорость движения вагона, f_{cm} – статический прогиб рессорного подвешивания тележки.

Приведенные выше выражения - формулы из нормативного расчета [72].

Исходные данные к расчету [126] приведены в таблице 3.5. По указанным исходным данным определен нормативный коэффициент устойчивости вагона от вкатывания гребня колеса на головку рельса.

Таблица 3.5 – Исходные данные к расчету

№	Параметр	Обозначение	Значение
1	Полуширина между серединами шеек оси	b_1	1,018 м
2	Расстояние между точками соприкосновения колес с рельсами	L	1,555 м
3	Расстояние от середины шейки оси до точки соприкосновения ненабегающего колеса с рельсом	a_1	0,264 м
4	Расстояние от середины шейки оси до точки соприкосновения набегающего колеса с рельсом	a_2	0,217 м
5	Радиус колеса по поверхности катания	R	0,45 м
6	Осевая нагрузка	q_o	21 т/ось
7	Коэффициент обрессоренных частей вагона	A	0,1
8	Тара	T	24 т
9	Грузоподъемность	P	60 т
10	Коэффициент, определяющий тип ходовых частей вагона	Δ	0,003
11	Коэффициент трения колеса и рельса	M	0,25
12	Угол между касательной к поверхности гребня колеса и горизонталью	B	60 °
13	Масса обрессоренных частей груженого вагона	$m_{об}$	74,924 т
14	Количество осей в вагоне	M	4
15	Статический прогиб рессорного подвешивания порожнего вагона	f_{cm}	0,015 м
16	Ширина колеи	$2s$	1,52м
17	Расстояние между колесами	$2a$	1,44 м
18	Толщина гребня колеса	$f_{гр}$	0,033 м

Результаты расчета на основе норм [72] изображены на рисунке 3.13 в виде зависимости нормативного коэффициента устойчивости от скорости движения вагона. В данном случае значение коэффициента устойчивости достигает критического значения при скорости в 47 м/с.

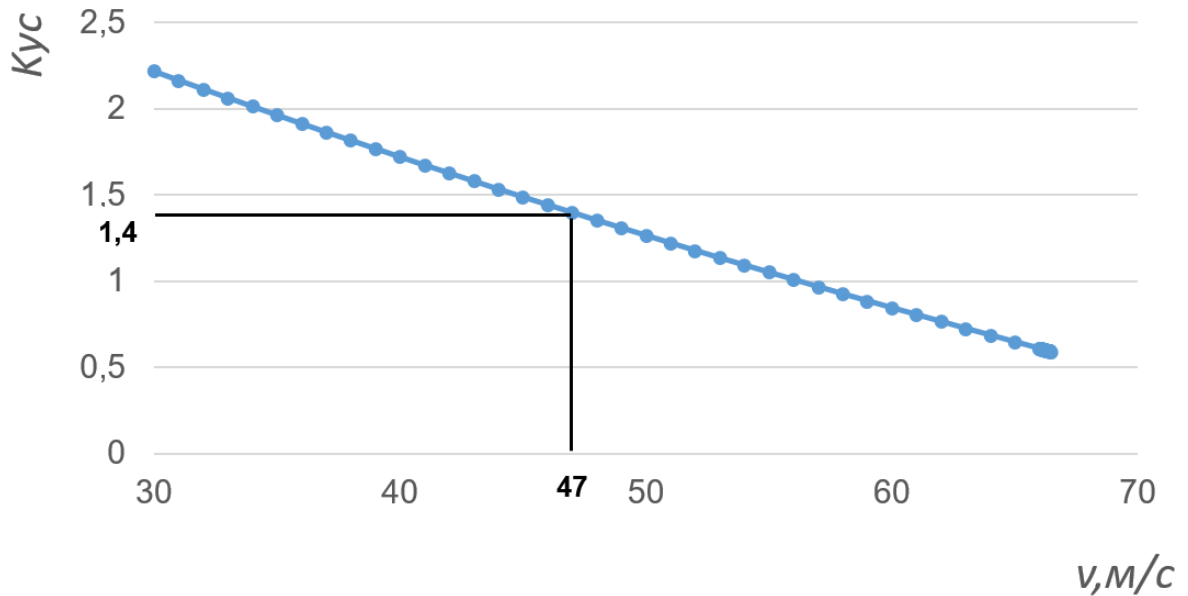


Рисунок 3.13 – Зависимость нормативного коэффициента устойчивости от скорости движения

Подобная зависимость определена относительно разработанного энергетического критерия (рисунок 3.14) расчет проведен по методике, предложенной в разделе 2.

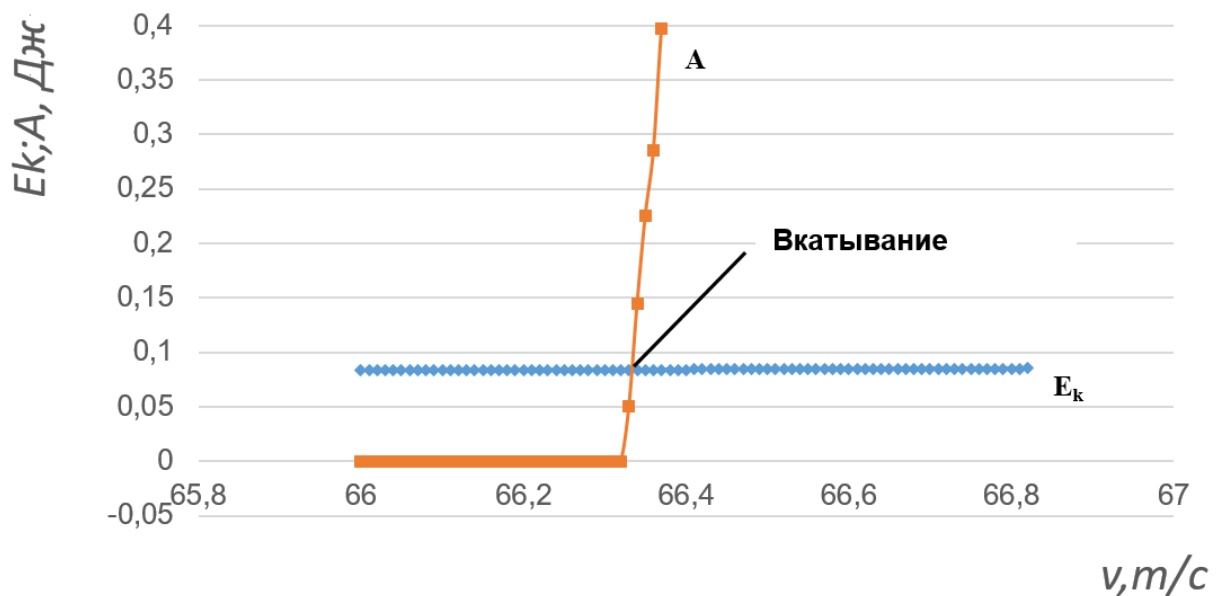


Рисунок 3.14 – Зависимость кинетической энергии колесной пары и работы сил от скорости движения

Данный метод расчёта показывает, что вкатывание гребня колеса на головку рельса при выбранных исходных данных произойдет при скорости 66,34 м/с в точке пересечения графика кинетической энергии колеса с графиком работы боковой и вертикальной сил, действующих на колесо.

При нормативной проверке устойчивость колеса представляется в виде некоторого критического состояния, при котором выполняется условие равновесия. При нарушении данного условия происходит либо сход вагона с рельсов, либо сползание гребня колеса в рельсовую колею в исходное положение.

Энергетический критерий позволяет определить момент вкатывания гребня колеса на головку рельса и проводить оценку устойчивости исходя из недопущения данного опасного режима.

В таблице 3.6 приведено сравнение двух методик оценки устойчивости колесной пары от вкатывания гребня колеса на головку рельса:

Таблица 3.6 – Сравнительный анализ приведенных методик оценки устойчивости колеса

	Силовой критерий	Энергетический критерий
Формула	$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + tg\beta \cdot \mu} \cdot \frac{P_{\sigma 1}}{P_{\sigma}} > 1,4$	$\max(0; -(P_{\sigma} \cdot \sin \beta - P_{\sigma} \cdot \cos \beta) \cdot s_{cp}) \leq \frac{m \cdot v_{x\max}(t)^2}{2}$ ($A \leq E_k$)
Физический смысл критерия	При значении коэффициента устойчивости больше 1,4 вкатившееся на головку рельса колесо опустится в исходное положение	При работе сил, способствующих вкатыванию, большей, чем энергия поперечного движения колесной пары произойдет вкатывание колеса на головку рельса
Расчетная скорость схода колесной пары с рельсов, м/с	47,00	66,34

Относительно таблицы 3.6 можно выделить следующие преимущества применения энергетического критерия оценки устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса.

1 Расчетным образом определяется момент вкатывания гребня колеса на головку рельса, относительно показателей работы сил, действующих на колесо и кинетической энергии колеса, что позволяет проводить оценку устойчивости исходя из недопущения данного опасного режима.

2 Учтена динамика извилистого движения колесной пары относительно пути, что позволяет также проводить данную проверку в кривых участках.

3 В приведенном выше примере расчета энергетический критерий дает возможность расширения скоростного допуска, поскольку делает допустимой большую скорость, нежели нормативный критерий.

4 При моделировании движения вагона по прямолинейному участку пути критическая скорость, определенная по энергетическому критерию превышает нормативную критическую скорость на 41 %.

3.3 Выводы по разделу 3

1 В целях оценки достоверности разработанной методики проведен модельный эксперимент. На основании зафиксированных геометрических и временных параметров колебаний жидкости построены графики колебаний, проведен сравнительный анализ результатов эксперимента с данными, полученными расчетным способом по методике, приведенной в разделе 2. По итогам исследования было определено, что максимальное расхождение частот колебаний, полученных экспериментальным и расчетным методами не превышает 16,5 %, а среднее отклонение по амплитуде не превышает 21,9 %, что говорит о достоверности разработанной методики.

2 На основании нормативной базы и методики, представленной в разделе 2 определены зависимости критериев устойчивости, полученных разными методами от скорости движения вагона, определены критические скоростные режимы. При одинаковых начальных условиях энергетический критерий

показывает наибольшую скорость схода вагона с рельсов, что говорит о большем диапазоне допустимых скоростей при использовании данного критерия.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОПЕРЕЧНОЙ ДИНАМИКИ ВАГОНА С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ ЖИДКОГО ГРУЗА

4.1 Определение исходных данных для теоретического исследования

В данном разделе на основании методик, приведенных в разделе 2, расчетным образом будет проведено исследование поперечных колебаний жидкости в котле цистерны и их влияния на динамику вагона, а также оценка устойчивости вагона в кривой от опрокидывания и схода в результате вкатывания гребня колеса на головку рельса. Необходимо определить параметры исследуемых вагонов, а также параметры исследуемых жидких грузов.

Вопрос влияния поперечных колебаний жидкости на динамику вагона актуален для цистерн, перевозящие грузы с неполным наливом. С неполным наливом, как правило, перевозят сжиженные газы, давление которых в замкнутом объеме может значительно повышаться при повышении температуры окружающей среды. В таблице 4.1 приведен список сжиженных газов, которые перевозятся с неполным наливом, а также значения плотности этих жидкостей.

Таблица 4.1 – Сжиженные газы и их плотности

Наименование жидкого груза	Плотность, кг/м ³	Уровень налива (доля от объема цистерны)
Пропан	528	0,85
Н-бутан	601	
Изобутан	582	
Хлор	1425,7	
Аммиак	686	
СПГ	416	
Этилен	566	
Аргон	1392	0,9
Кислород	1141	
Азот	808	

Следует отметить, что приведенные в таблице 4.1 газы перевозятся при разных условиях. СПГ, Этилен, аргон, кислород и азот требуют специальных криогенных цистерн, тогда как, так называемые, сжиженные углеводородные газы перевозятся в газовых цистернах под давлением. Однако во всех этих случаях жидкости перевозятся с неполным наливом. Это говорит о том, что в процессе движения вагона в котле цистерны будут создаваться колебания жидкого груза.

Ниже рассмотрены примеры вагонов, в которых перевозятся данные газы по сети железных дорог Российской Федерации. Рассмотренные примеры представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Примеры вагонов-цистерн для перевозки сжиженных газов

Вагон	15-1200-02	15-1597-01	15-1556-03	15-5106	15-558С-04
Параметр					
Перевозимые жидкие грузы	Сжиженные углеводородные газы (пропан, н-бутан, изобутан и др.)	Аммиак	Хлор	СПГ, Этилен	Кислород, азот, аргон
Объем котла полный, м ³	74	75,7	46	65,4	49,1
Внутренний диаметр котла, мм	3000	3000	2400	2600	2400
Длина котла, мм	11004	11240	10684	14144	-
Длина вагона по осям сцепления, мм	12020	12020	12020	15090	12020

Для формирования концепции предстоящего исследования на основании данных, приведенных в таблицах 4.1 и 4.2, возможные перевозимые жидкости разделены на группы, для каждой из которых определены исходные данные,

которые являются основой для расчета. Исходные данные по параметрам исследуемых цистерн с учетом принятых допущений в расчетной схеме, представленной в разделе 2 приведены в таблице 3.9. За исследуемую плотность принята максимальная плотность перевозимого груза вагоном данного типа, так как более тяжелый вес жидкости создаст наибольшую боковую силу при поперечных колебаниях жидкого груза. Ширина и высота квадратного сечения выбрана таким образом, чтобы площадь поперечного сечения расчетной модели соответствовала площади поперечного сечения реальной цистерны. Исследуемые вагоны из таблицы сгруппированы по размерам котла цистерны. Параметры исследуемых вагонов приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Исходные данные для расчетных моделей (параметры цистерн)

№ варианта расчета	1 (Цистерна 1)	2 (Цистерна 2)	3 (Цистерна 3)
Параметр			
Объем котла полный, м ³	75	46	65,4
Диаметр круглого сечения, м	3	2,4	2,6
Ширина квадратного сечения, м	2,7	2,1	2,3
Высота квадратного сечения, м	2,7	2,1	2,3
Длина, м	10,3	10,4	12,4
Плотность исследуемой жидкости, кг/м ³	528-686	808-1425,7	416-566
Уровень налива жидкого груза	0,85	0,85	0,85
Тара вагона, т	38	30	40
Коэффициент относительного трения фрикционного гасителя колебаний	0,07	0,07	0,07

Теперь, когда определены основные параметры – необходимо определить положения центров тяжести исследуемых моделей. Расчетная схема приведена в разделе 2, ее необходимо рассмотреть отдельно для каждого из выбранных случаев с учетом принятых допущений. Схема расчетов центров масс и моментов инерции приведена на рисунке 4.1.

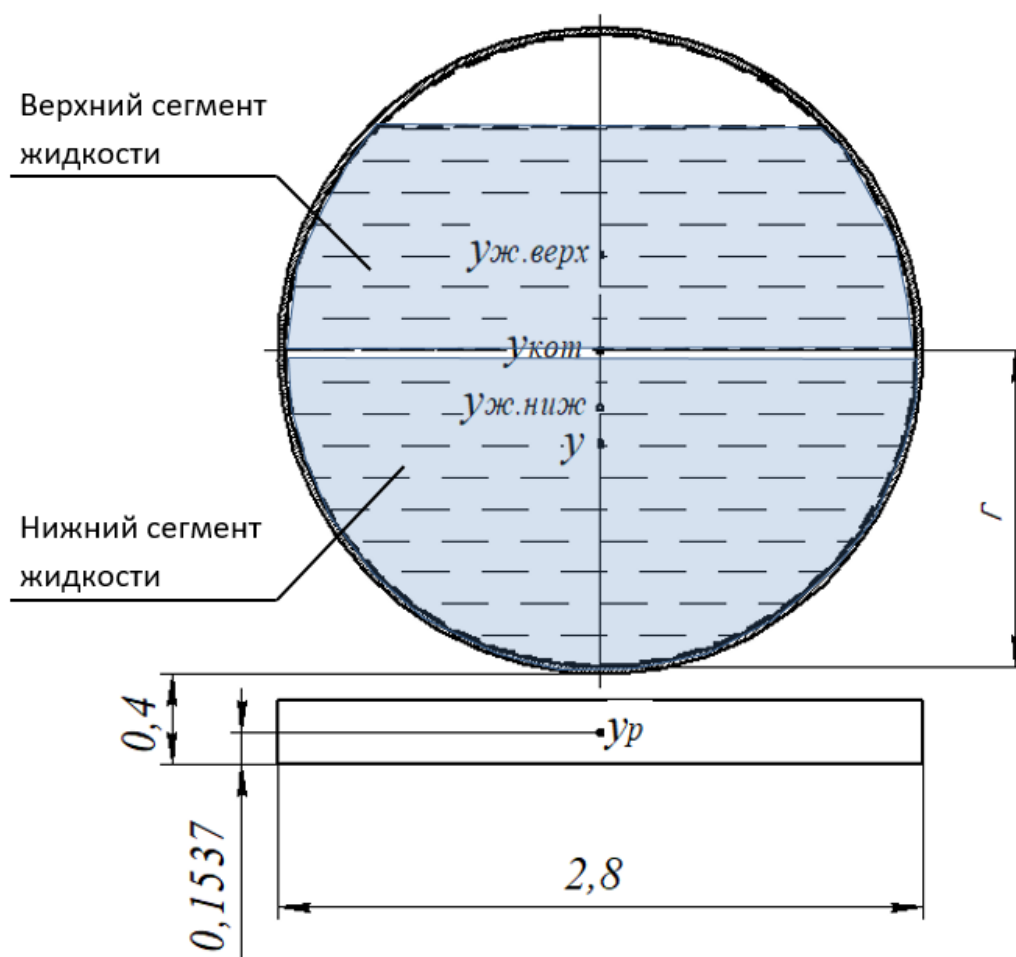


Рисунок 4.1 – Схема расчета центров масс и моментов инерции

На данной схеме y – общий центр масс вагона, $y_{ж.ниж}$ – центр масс нижнего сегмента жидкого груза, $y_{ж.верх}$ – центр масс верхнего сегмента жидкого груза, $y_{кот}$ – центр масс котла цистерны, y_p – центр масс рамы вагона. Параметры высоты и положения рамы вагона, относительно котла цистерны принимаются равными значениям, указанным на рисунке 4.1. Ширина рамы принимается равной 2,8 м. За точку отсчета принимается нижний край внутреннего контура окружности поперечного сечения котла цистерны.

Далее необходимо выбрать параметры элементов системы.

1 Котел цистерны. Представляет из себя тонкостенный полый цилиндр из конструкционной стали. Плотность материала примем 7800 кг/м^3 . Толщину оболочки котла - $0,02\text{м}$. Масса котла определяется по формуле 3.6, а момент инерции по формуле 3.7. Высота центра масс котла цистерны определяется его радиусом.

2 Рама. Масса рамы определяется следующим образом:

$$m_p = T - 2 \cdot m_m - m_{\text{кот}}, \quad (4.1)$$

где T – масса тары вагона, m_m – масса тележки 18-100, $m_{\text{кот}}$ – масса котла цистерны

Момент инерции определяется по формуле 3.9, где длина рамы L принимается равной $10,8 \text{ м}$.

3 Жидкость. Жидкость в данном случае разделяется на два сегмента. Нижний – имеет форму полуцилиндра с поперечным сечением формы полукруга, параметры которого определяются по формулам 3.12 и 3.13. Верхний сегмент имеет форму усеченного полуцилиндра, что усложняет задачу, но в виду принятых допущений в последующем расчете его центр масс и момент инерции определяются, как для тела, имеющего форму параллелепипеда и площадь поперечного сечения приблизительно равная площади поперечного сечения данного усеченного полуцилиндра. Площадь верхнего сегмента жидкости определяется исходя из уровня налива жидкого груза следующим образом:

$$S = 0,85 \cdot \pi R^2 - \frac{\pi R^2}{2}, \quad (4.2)$$

где r – внутренний радиус котла цистерны.

Таким образом, центр масс и момент инерции вагона вычисляется относительно геометрических параметров его составляющих частей и плотности перевозимого груза. Определяться данные в расчетной программе будут по алгоритму, представленному на рисунке А.9 в приложении А.

Теперь необходимо задать функцию возмущения колебаний, то есть смоделировать движение вагона по кривой участок пути. Во время движения вагона по кривой, на него действуют центробежная и центростремительная силы. При превышении одной из них допустимых значений может произойти опрокидывание вагона, поэтому наружный рельс имеет возвышение над внутренним. Возвышение наружного рельса на линиях со смешанным движением должно обеспечить величину непогашенного ускорения $(0,7 \pm 0,3) \text{ м/с}^2$ [78]. Значение непогашенного ускорения для линий со смешанным движением определяется по скорости движения пассажирских поездов на участке в соответствии с нормативной документацией [78]. Определяется непогашенное ускорение по следующей формуле:

$$a_{nn} = \frac{v_{\max.пасс}^2}{13R} - 0,0061h, \quad (4.3)$$

где $v_{\max.пасс}$ – максимально допустимая скорость пассажирских поездов на заданном участке пути, определяемая тяговым расчетом для данной кривой;

R – радиус кривой;

h - возвышение наружного рельса над внутренним.

Значение возвышения наружного рельса можно определяется следующим образом [78]:

$$h = 12,5 \cdot \frac{v_{\max.пасс}^2}{R} - 115. \quad (4.4)$$

В соответствии с методикой, приведенной в разделе 2, возмущение колебаний задается функцией неровности пути η . Она и должна отражать возвышение наружного рельса в кривом участке пути. Профиль наружного рельса приведен на рисунке 4.2.

На рисунке 4.2 l – переходные кривые, lh – участок кривой, которому соответствует возвышение наружного рельса h . Длина переходных кривых определяется формулой 4.6 [78]:

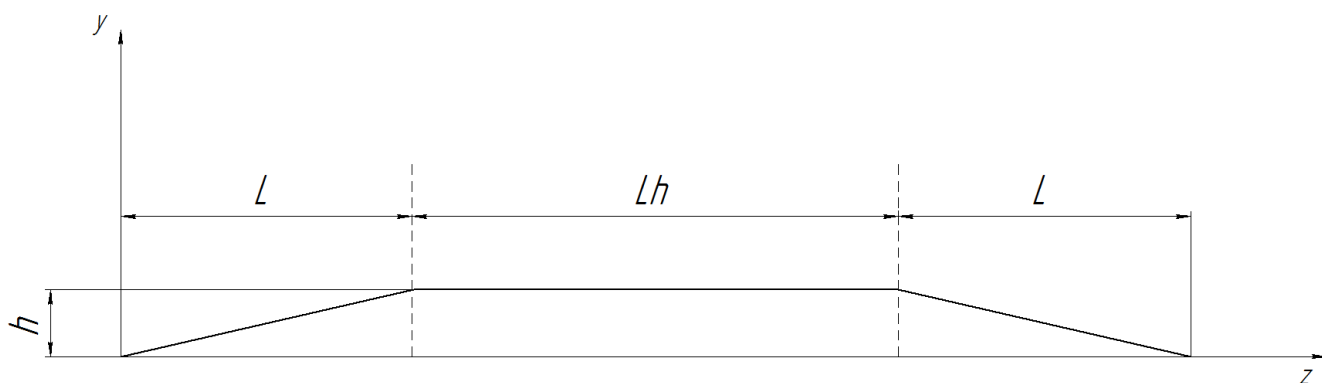


Рисунок 4.2 – Профиль наружного рельса в кривом участке пути

$$L_h = \frac{h}{i}, \quad (4.5)$$

где i – расчетный уклон отвода возвышения. Значение расчетного уклона отвода возвышения определяется допустимой скоростью движения [78]. По формуле 4.5 можно определить длину переходных кривых для однопутных участков и наружных путей двухпутных участков. Для внутреннего пути двухпутного участка длина переходной кривой определяется следующим образом:

$$L_s = \sqrt{24 \cdot R \cdot d + L_h^2}, \quad (4.6)$$

где d – уширение междупутья в кривой, которое определяется габаритом приближения строений.

На основании формул 4.3-4.6, можно представить возвышение наружного рельса, представленного на рисунке 4.3 в виде кусочно-линейной функции. Данная функция примет следующий вид:

$$\begin{cases} \eta = \frac{L}{h} \cdot v_{\text{газ}} \cdot t, \text{ при } (v_{\text{газ}} \cdot t < L); \\ \eta = h, \text{ при } (L < v_{\text{газ}} \cdot t < L + Lh); \\ \eta = -\frac{L}{h} \cdot v_{\text{газ}} \cdot t, \text{ при } (v_{\text{газ}} \cdot t > L + Lh). \end{cases} \quad (4.7)$$

Для удобства расчета данную функцию можно аппроксимировать гармоническим колебательным процессом. Аппроксимация функции, определяемой формулой 4.7 изображена на рисунке 4.3

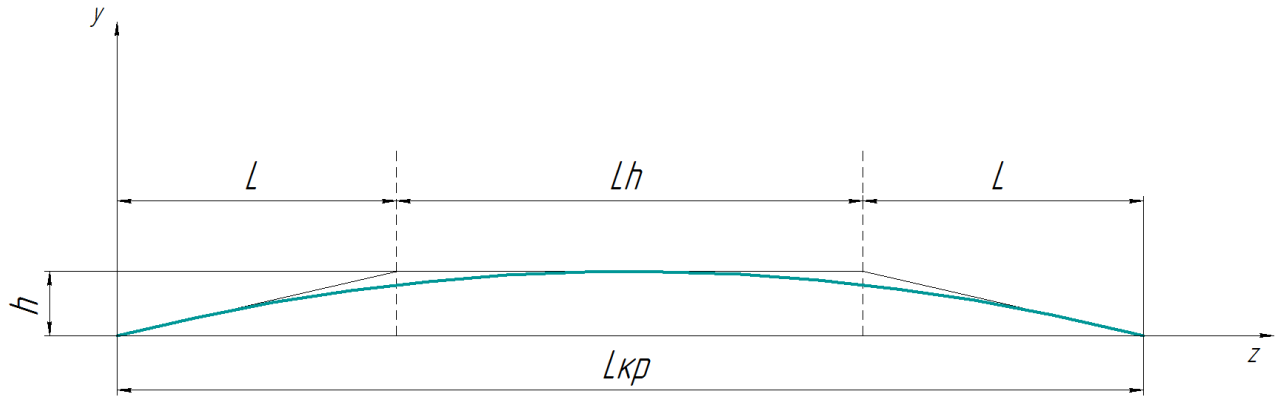


Рисунок 4.3 – Аппроксимация возвышения наружного рельса

Гармонический процесс определяется следующей зависимостью:

$$\eta = A \cdot \sin(\omega_{\kappa} \cdot t), \quad (4.8)$$

где A – амплитуда колебаний – является равной величине возвышения наружного рельса h ; ω_{κ} – циклическая частота колебательного процесса.

$$\omega_{\kappa} = \frac{2\pi}{T}, \quad (4.9)$$

где T – период колебаний, который в нашем случае равен:

$$T = \frac{2 \cdot L_{кр}}{v_{ваг}}. \quad (4.10)$$

Выполнив преобразования можно выразить искомую функцию:

$$\eta = h \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot v_{ваг}}{L_{кр}} \cdot t\right); \quad (4.11)$$

$$\dot{\eta} = h \cdot \frac{\pi \cdot v_{ваг}}{L_{кр}} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot v_{ваг}}{L_{кр}} \cdot t\right). \quad (4.12)$$

Таким образом, в формулах 4.11 и 4.12 получена функция возмущения колебаний кузова вагона при его движении по кривому участку пути. С учетом данных функций будет проведен дальнейший расчет.

4.2 Определение исходных данных для теоретического исследования

На данном этапе исследования определяется, как влияет радиус кривой на динамику вагона с жидким грузом. Расчет проводится по методике, изложенной в разделе 2. По результатам расчета оцениваются максимальные и минимальные вертикальные усилия в рессорных комплектах в зависимости от радиуса кривого участка пути. На рисунке 4.4 представлена зависимость вертикальных усилий рессорных комплектов от радиуса кривой.

График, приведенный на рисунке 4.4 построен по первому варианту расчета (таблица 4.3) при следующих исходных данных:

- максимально допустимая скорость пассажирских поездов: 120 км/ч;
- скорость движения вагона с жидким грузом: 90 км/ч;
- плотность перевозимого груза: 528 кг/м³.

Эти исходные данные были приняты по данным таблиц 1.5, 5.1 соответствующих норм [127], как предельные режимы движения вагона.

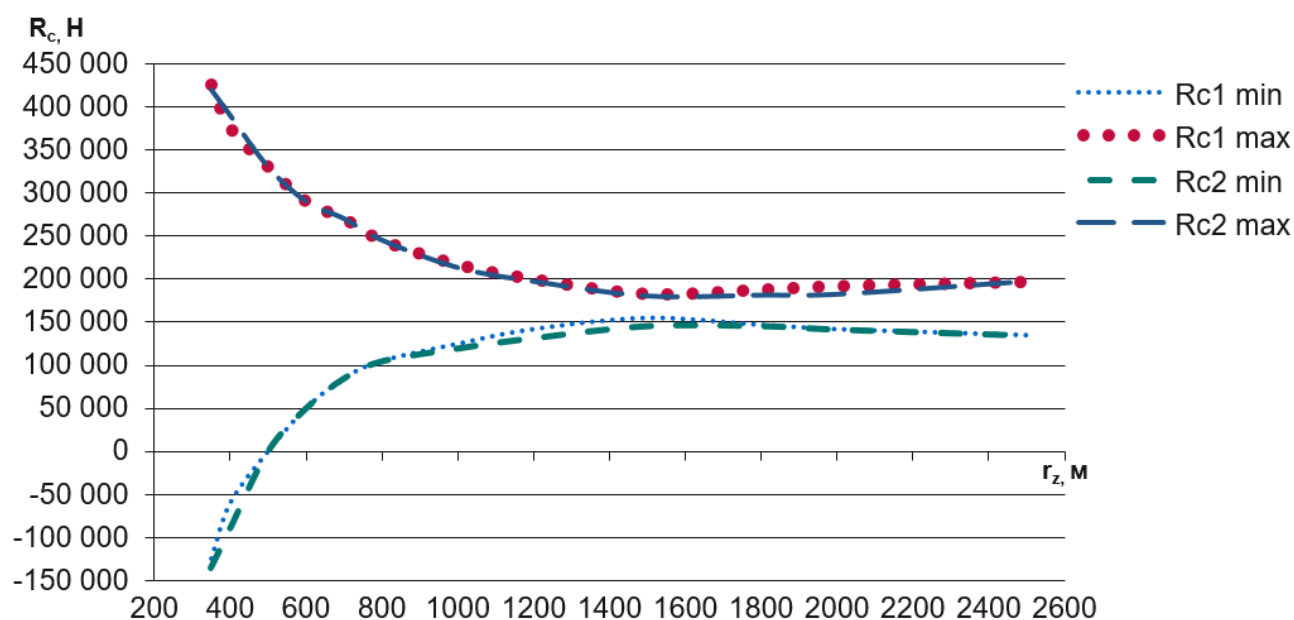


Рисунок 4.4 – Вертикальные реакции рессорных комплектов от радиуса кривой

Обозначения сил на рисунке 4.4 приняты в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 2.2.

На рисунке 4.4 видно, что чем меньше радиус кривой, тем выше амплитуда колебаний. Таким образом, целесообразно проводить исследование на малых радиусах кривых, так как при высокой амплитуде колебаний они являются наиболее опасными. Относительно радиуса кривой выбирается возвышение наружного рельса, что является задающим колебания фактором.

В соответствии с нормами [127] наименьший допустимый радиус кривой при принятых к расчету скоростях – 700 м. Он же и является предельно допустимым режимом. Также при данном радиусе кривой возвышение наружного рельса – наибольшее.

4.3 Исследование характера колебаний экипажа с жидким грузом при движении вагона по кривому участку пути

Характер колебаний жидкого груза будет рассматриваться при следующем режиме движения вагона: вагон с жидким грузом движется по кривому участку, после выхода из кривой вагон некоторое время движется по прямому участку пути. На рисунках (4.5 – 4.7) показаны графики вертикальных реакций рессорных комплектов в зависимости от времени. Расчет был выполнен для первого варианта при тех же исходных данных, которые были обозначены в подразделе 3.3.

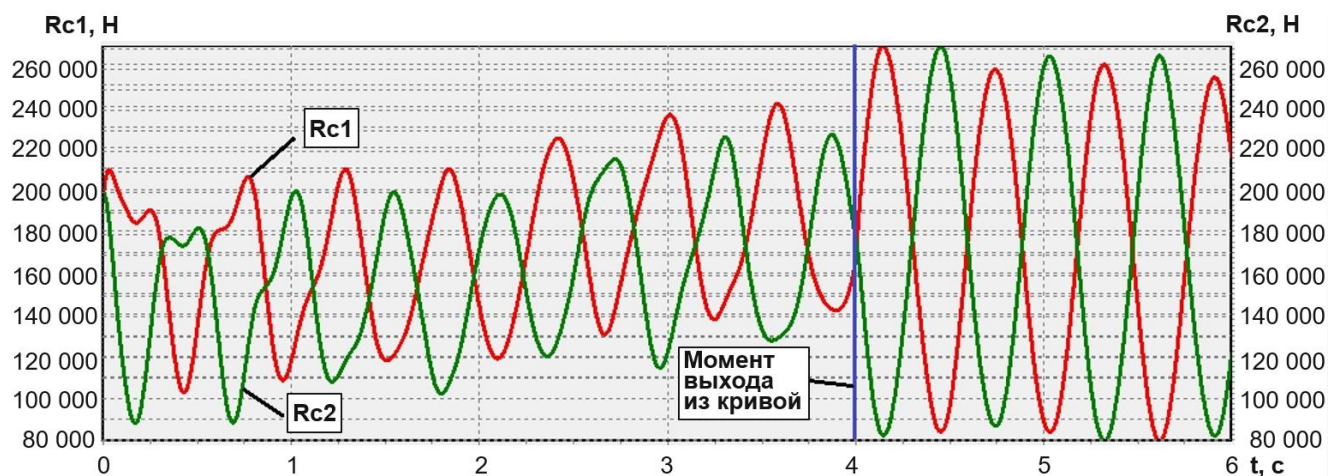


Рисунок 4.5 – Зависимость вертикальных реакций рессорных комплектов от времени при длине кривой 100 метров

Нетрудно видеть, что в момент выхода вагона из кривой можно наблюдать значительное повышение амплитуды колебаний. Далее аналогичная зависимость рассмотрена при других длинах кривой того же радиуса.



Рисунок 4.6 - Зависимость вертикальных реакций рессорных комплектов от времени при длине кривой 105 метров

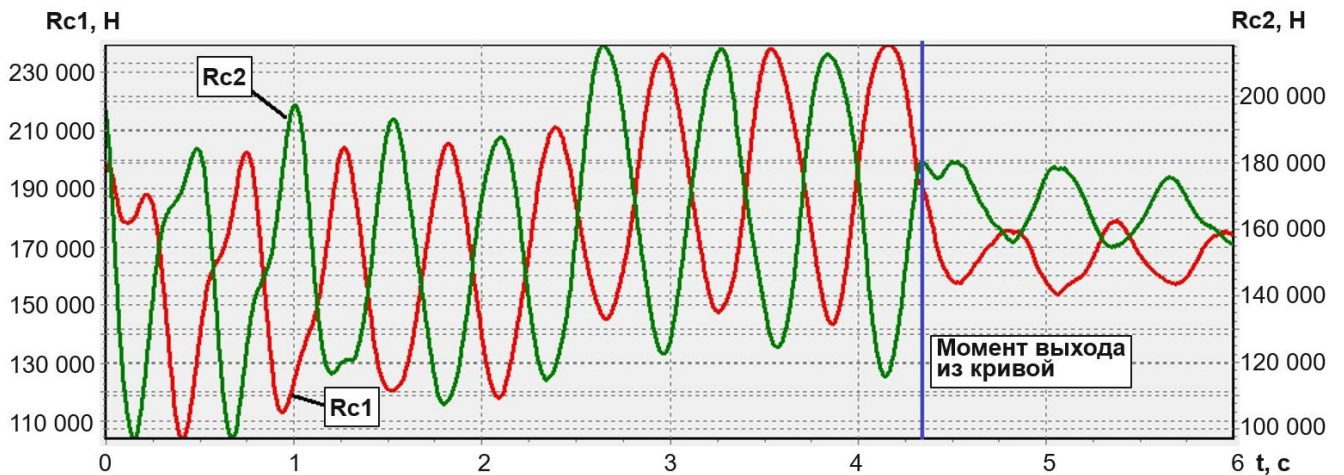


Рисунок 4.7 - Зависимость вертикальных реакций рессорных комплектов от времени при длине кривой 108 метров

Анализируя графики приведенный на рисунках (4.5 – 4.7), можно выделить три основных режима:

1 возрастает амплитуда колебаний в момент выхода вагона из кривой (рисунок 4.5). Данный режим наблюдается в тех случаях, когда экипаж близок к положению равновесия, при этом первый рессорный комплект, находящийся над рельсом с возвышением, сжимается, а второй – разжимается. То есть кузов вагона делает поворот против часовой стрелки;

2 амплитуда колебаний снижается после выхода вагона из кривой (рисунок 4.7). Данный режим наблюдается в противоположном случае, когда первый рессорный комплект разжимается, а второй сжимается, то есть кузов вагона совершает оборот по часовой стрелке. Данный вариант также возможен, когда выход вагона из кривой совпадает с прямым положением экипажа относительно горизонтальной оси;

3 амплитуда колебаний изменяется незначительно (рисунок 4.6). Данный режим можно наблюдать, когда момент выхода вагона из кривой не совпадает с горизонтальным положением кузова.

На рисунке 4.8 изображен график зависимости максимальных и минимальных реакций в зависимости от длины кривого участка пути.

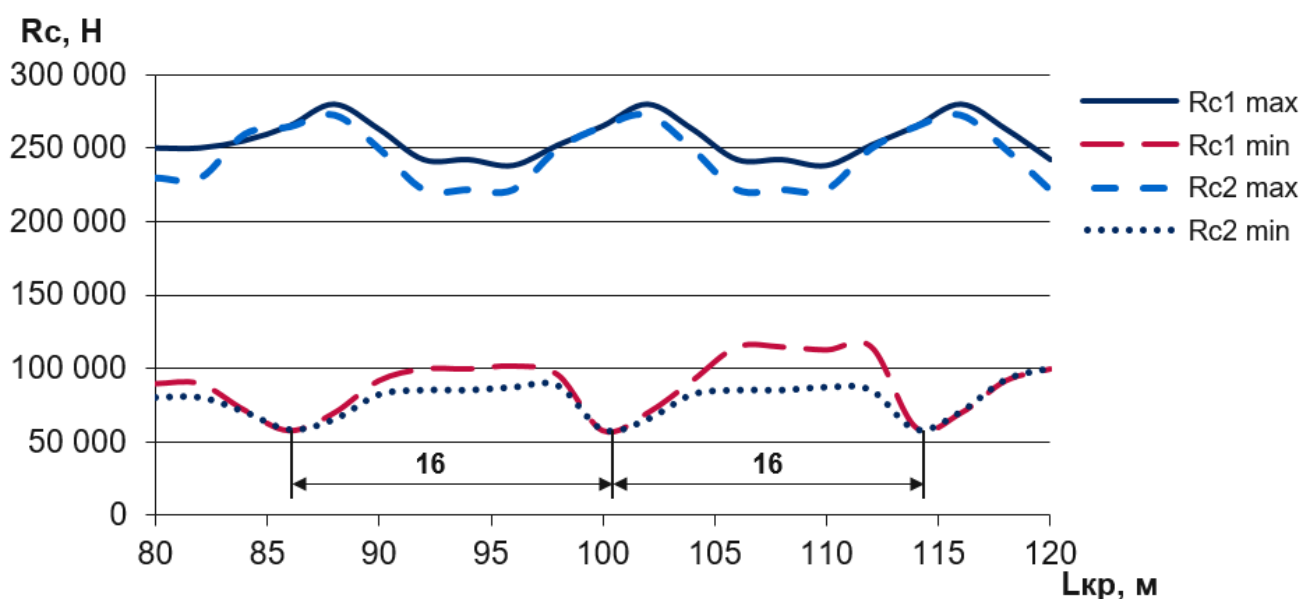


Рисунок 4.8– Зависимость максимальных и минимальных реакций рессорных комплектов от длины кривой

По данным рисунка 4.8 можно наблюдать частоту пиковых значений в 16 метров. То есть с увеличением длины кривой на 16 метров происходит совпадение колебаний вагона с изменением уровня наружного рельса.

Расхождения в значениях сил $Rc1$ и $Rc2$ относительно графика, представленного на рисунке 4.8 изображено на рисунке 4.9 и выражено в процентах относительно сил $maxRc1$ и $minRc1$.

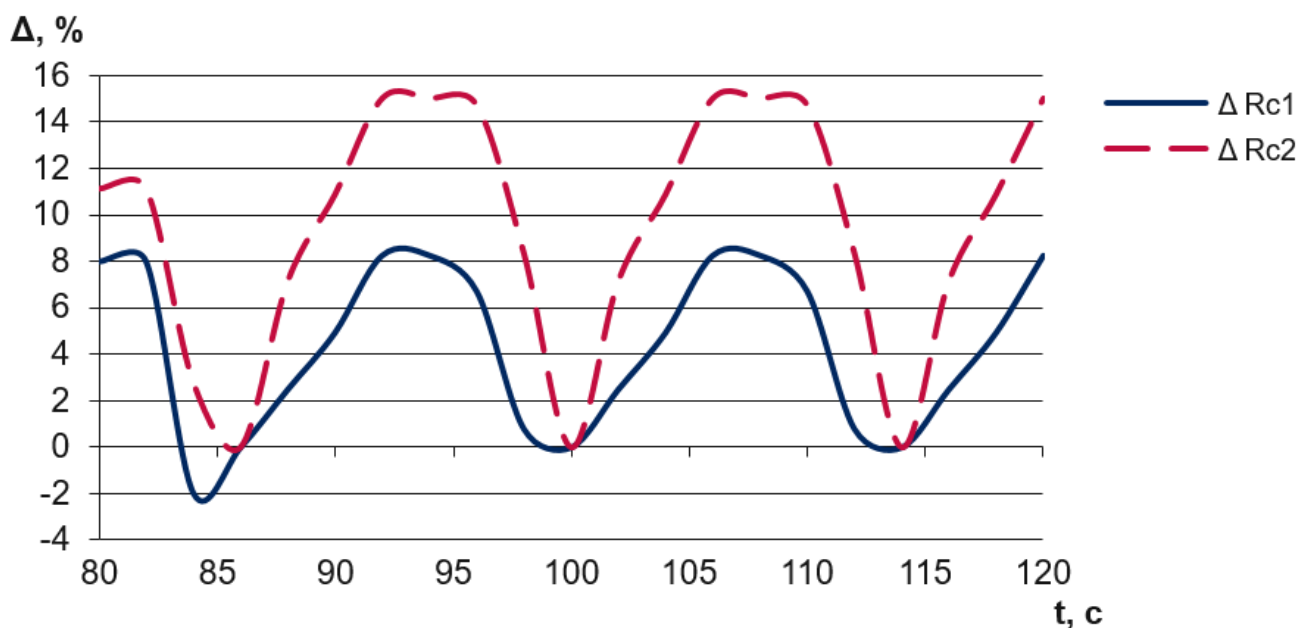


Рисунок 4.9 – Расхождения между максимальной и минимальной реакциями рессорных комплектов

Наибольшее расхождение в значениях сил $Rc1$ и $Rc2$ наблюдается в тех местах, где амплитуда колебаний минимальна. Напротив, в местах максимальной амплитуды, где наблюдается рост колебаний после выхода вагона из кривой, можно отметить минимальную разницу между реакциями рессорных комплектов.

Возвращаясь к параметрам, при которых после выхода вагона из кривой наблюдается максимальная амплитуда, можно определить такую точку входа в кривую, при которой амплитуда колебаний будет расти. На рисунке 4.10 приведена зависимость реакций рессорных комплектов от времени при движении вагона по двум последовательным кривым.

В момент входа вагона во вторую кривую происходит сжатие первого рессорного комплекта, который находится над рельсом с возвышением, второй рессорный комплект в этот момент разжимается. Поворот кузова вагона происходит против часовой стрелки. Движение вагона до входа во вторую кривую полностью соответствует рисунку 4.5. Во время прохождения вагоном второй кривой можно наблюдать снижение минимальных реакций рессорных комплектов до отрицательных значений, что свидетельствует об их обезгруживании. При данном режиме движения вагона высока вероятность его опрокидывания.

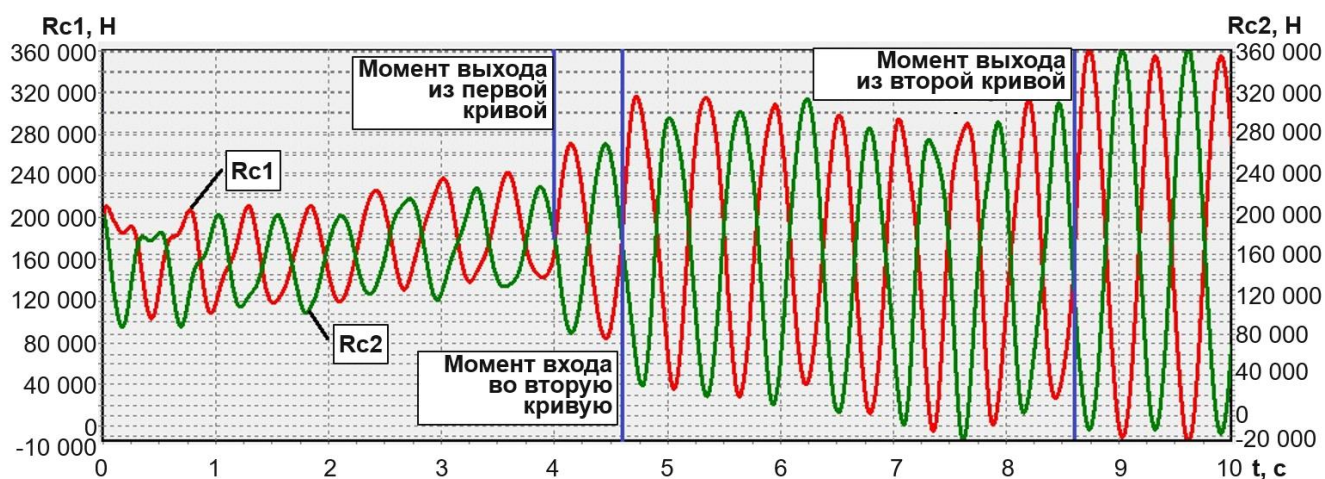


Рисунок 4.10 – Вертикальные реакции рессорных комплектов при движении вагона по двум последовательным кривым

Таким образом, по результатам проведенных численных экспериментов на основании графиков, изображенных на рисунках (4.5 - 4.10) можно констатировать следующее.

1 При движении вагона по кривому участку пути могут быть такие режимы, при которых при выходе вагона из кривой и при входе вагона в следующую кривую будет наблюдаться рост колебаний экипажа. Такой режим при совокупности факторов может привести к опрокидыванию вагона, вследствие обезгруживания рессорных комплектов.

2 Вагоны перевозят грузы с различной плотностью, опасный режим может возникнуть для каждого из них. При этом параметры длины кривой и промежутка между ними будут разными. В данном случае опасный режим был рассчитан для одного примера вагона с жидким грузом, по аналогии подобный рост колебаний можно рассчитать для любой другой конфигурации.

3 В данном случае нормы [121] допускают подобную конфигурацию пути и заданные скоростные режимы, однако по результатам расчета данный режим движения является недопустимым. С учетом того, что опасный режим движения вагона по кривому участку пути может возникать для каждого вагона при разных исходных параметрах, необходимо исследовать допустимые возвышения

наружного рельса в кривых в зависимости от разрешенных скоростей и перевозимых грузов.

4.4 Определение критических режимов движения вагона по кривому участку пути (Вариант расчета № 1)

В данном подразделе расчет будет проводиться для первого варианта расчета (таблица 4.4). Как было установлено выше, при определенном моменте входа в кривую и выхода из нее можно наблюдать увеличение амплитуды колебаний, поэтому необходимо подобрать эти моменты для различных начальных условий. Режим движения выбран следующий: вагон проходит три равных по длине кривых, с одинаковым возвышением наружного рельса и одинаковыми промежутками между кривыми участками. Исходные данные приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Исходные данные к расчету

Плотность груза, кг/м ³	Длина кривой, м	Промежуток между кривыми, с
Скорость движения 90 км/ч		
528	90	0,6
686	94	0,6
Порожний вагон	94	0,4
Скорость движения 80 км/ч		
528	91	0,7
Порожний вагон	91	0,7
Скорость движения 70 км/ч		
528	90	0,6
Порожний вагон	95	0,4
Скорость движения 60 км/ч		
Порожний вагон	75	0,4
Скорость движения 50 км/ч		
Порожний вагон	99	0,4

По методике и критерию, предложенным в разделе 2, проводится проверка устойчивости вагона в рельсовой колее при движении по кривому участку пути.

На рисунке 4.11 видно, что максимальные и минимальные силы вертикальных реакций R_{c1} и R_{c2} совпадают друг с другом. Обезгруживание рессорных комплектов можно наблюдать при возвышении наружного рельса равному 0,13 м и более. Далее расчет выполняется с учетом ветровой нагрузки при максимально возможной силе ветра V в некоторых северных регионах России скорость порывов ветра может достигать 80 м/с. Поэтому в качестве ветровой нагрузки принято именно это значение.

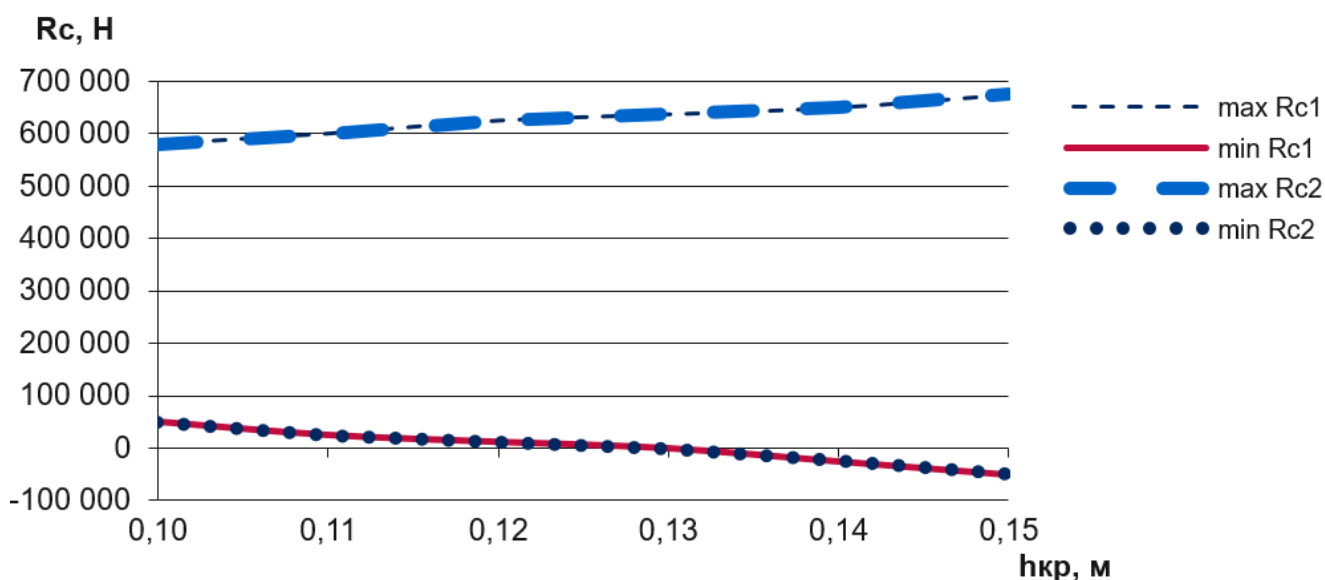


Рисунок 4.11 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 90 км/ч, плотность 528 кг/м³)

На рисунке 4.12 изображена та же зависимость с учетом заданной ветровой нагрузки. В данном случае сила ветра дает расхождение значений сил реакций, однако так же, как и в первом случае обезгруживание рессорных комплектов происходит так же при возвышении наружного рельса равному 0,13 м.

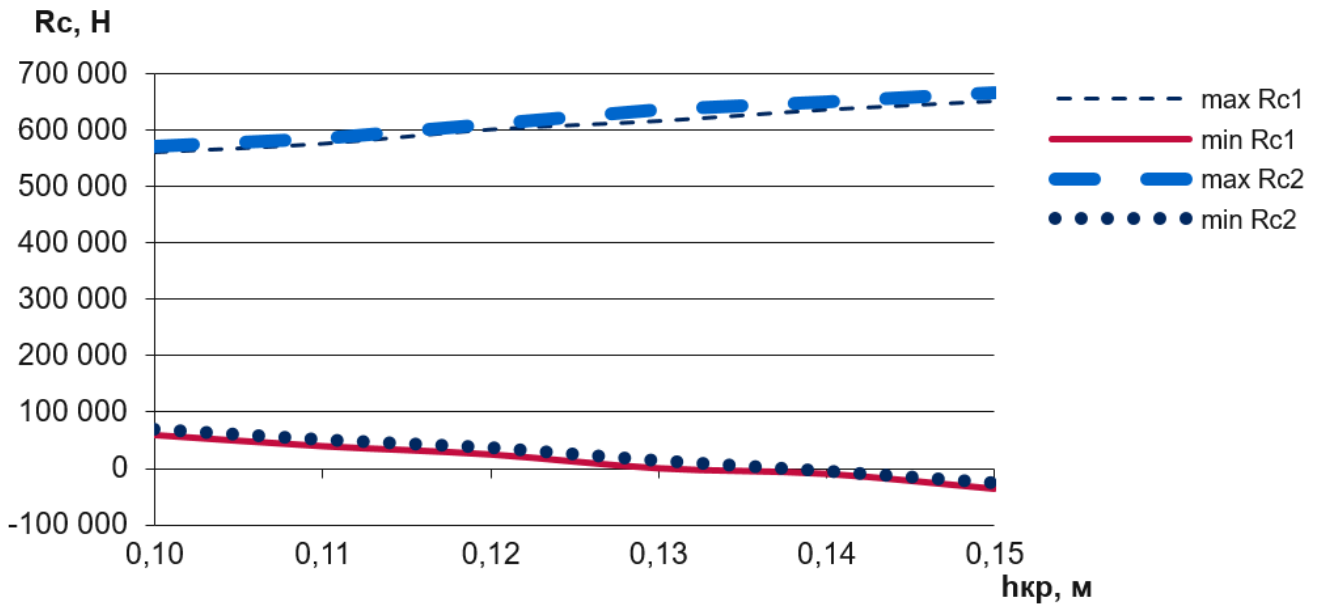


Рисунок 4.12 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (плотность 528кг/м³; скорость 90 км/ч)

Уровень расхождения значений сил, которое возникает при добавлении в систему силы давления ветра приведен на рисунке 4.13.

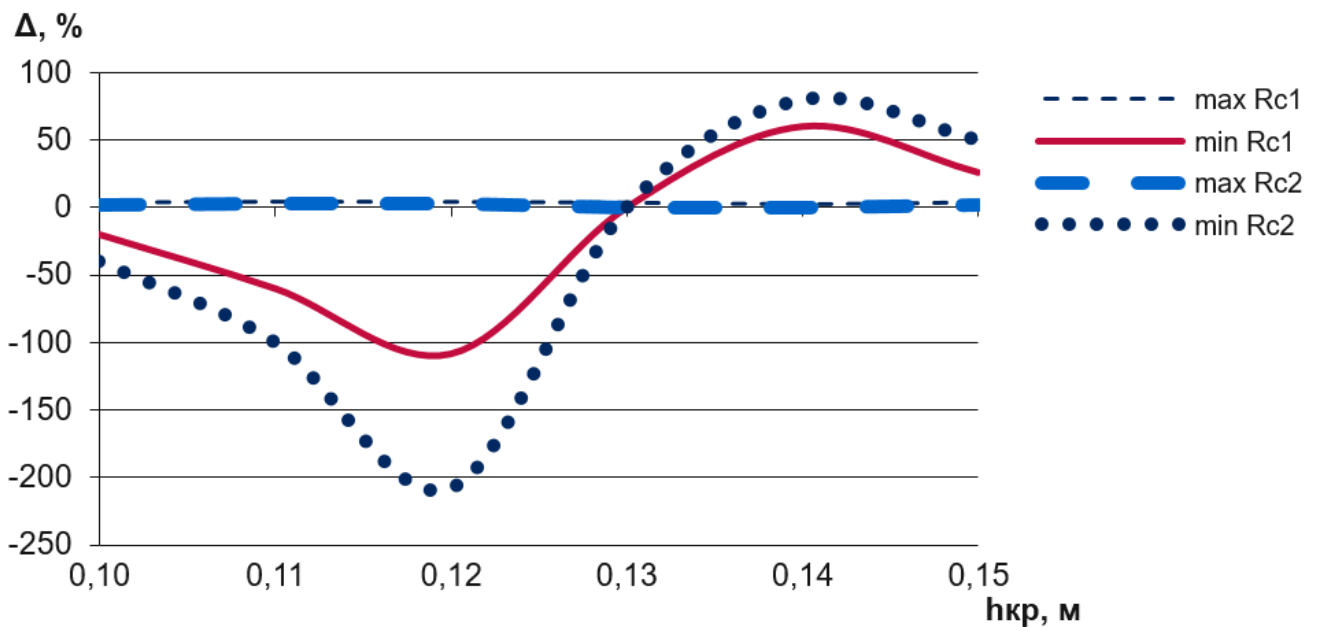


Рисунок 4.13 – Расхождение значений максимальных и минимальных сил вертикальных реакций, относительно значений без учета ветровой нагрузки (плотность 528кг/м³; скорость 90 км/ч)

Под данным рисунка 4.13 видно, что ветровая нагрузка влияет на минимальные значения вертикальных реакций. Тем не менее характер изменения максимальных и минимальных сил в данном случае относительно обезгруживания остается прежним. Обезгруживание рессорных комплектов можно наблюдать при значениях возвышения наружного рельса 0,13 м и более.

Далее выполняется проверка устойчивости вагона от вкатывания колеса на головку рельса по энергетическому критерию, результат расчета представлен в таблице 4.5. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таблица 4.5 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость вагона 90 км/ч; плотность жидкого груза 528 кг/м³)

$v_{вemp}, м/с$	80	60	40	20	0
$h_{kr}, м$					
0,15	4,15	3	2,6	2,1	2
0,14	3,27	2,3	1,8	1,5	1,2
0,13	2,3	1,75	1,25	0,82	0,56
0,12	1,75	0,97	0,34	0	0
0,11	0,96	0,23	0	0	0

Таким образом, боковые силы приведут к вкатыванию гребня колеса на головку рельса даже в некоторых тех случаях, когда рессорные комплекты не обезгружены. В данном случае безопасным возвышением наружного рельса является уровень в 0,11 м.

Далее исследуется тот же пример при той же скорости, но с более тяжелым грузом. Результаты расчета – значение вертикальных сил в рессорных комплектах приведены на рисунке 4.14.

Данный рисунок показывает, что обезгруживания в случае с грузом более тяжелой плотности не возникает. Это обусловлено большим весом жидкости и статическим прогибом рессорных комплектов.

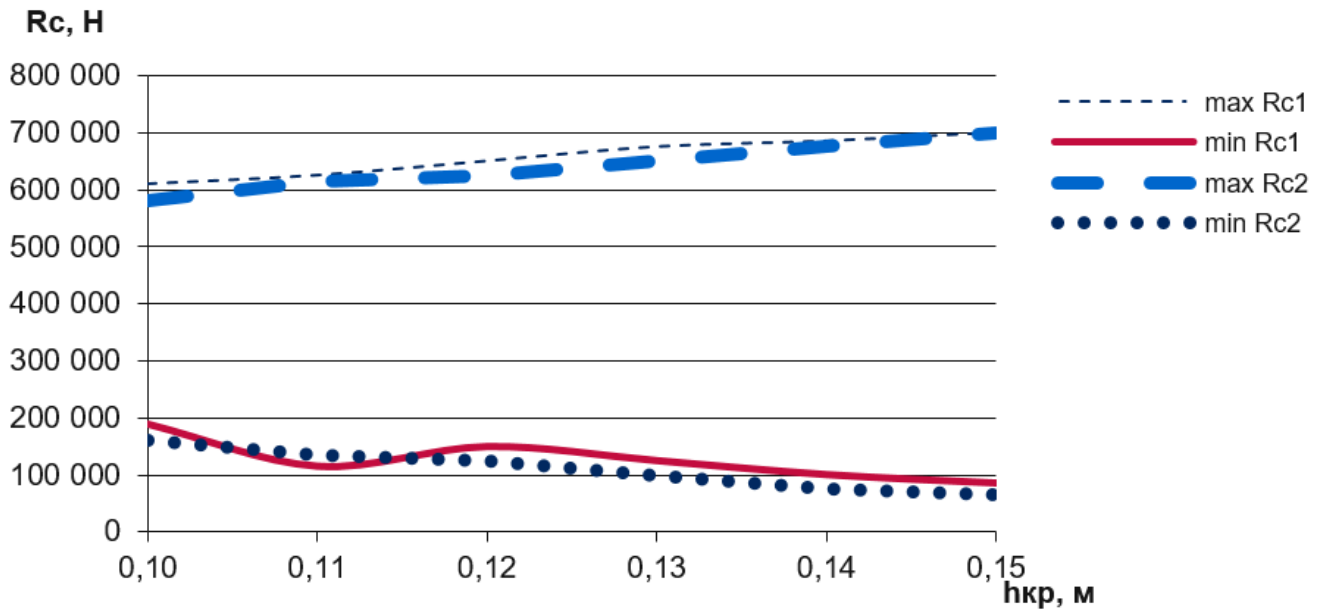


Рисунок 4.14 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 90 км/ч, плотность 686 кг/м³)

На рисунке 4.15 показаны те же силы, определенные с учетом ветровой нагрузки на вагон.

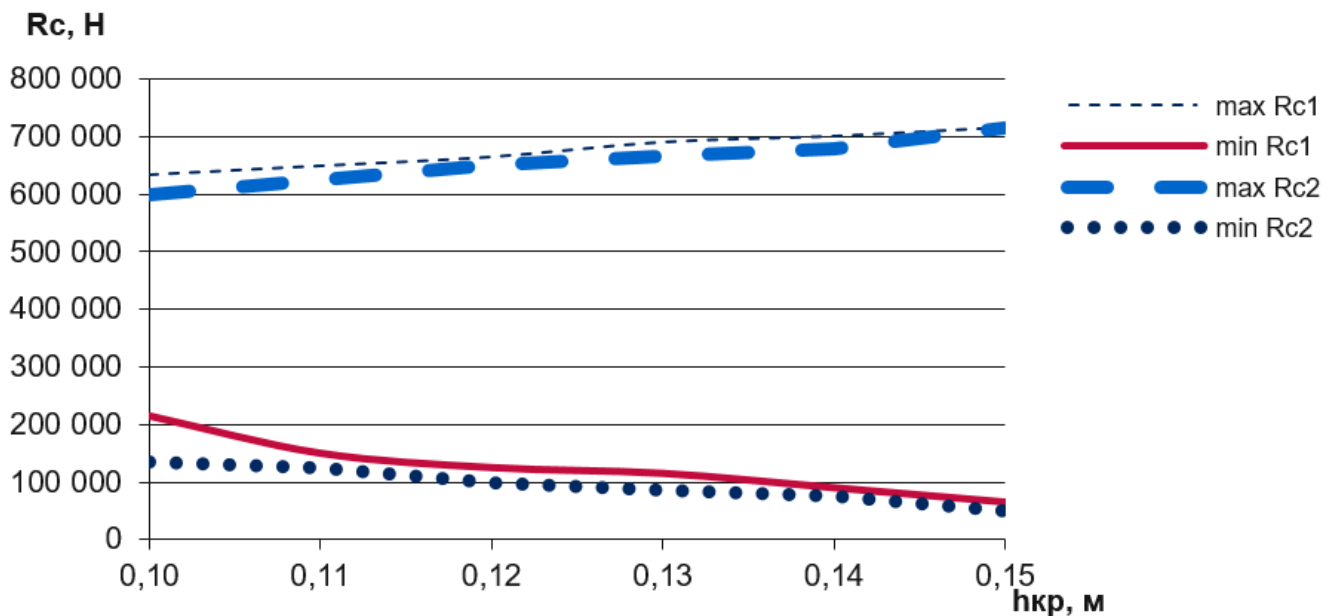


Рисунок 4.15 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 90 км/ч, плотность 686 кг/м³)

Необходимо также рассмотреть расхождение, которое вызвала сила давления ветра на боковую стенку вагона.

На рисунке 4.16 изображены графики расхождения вертикальных сил при движении вагона с ветровой нагрузкой.

Аналогично с предыдущим расчетом ветровая нагрузка вызывает изменение минимальных сил, максимальные же изменяются не значительно. Стоит отметить, что с повышением веса груза расхождение сил в процентном соотношении уменьшилось.

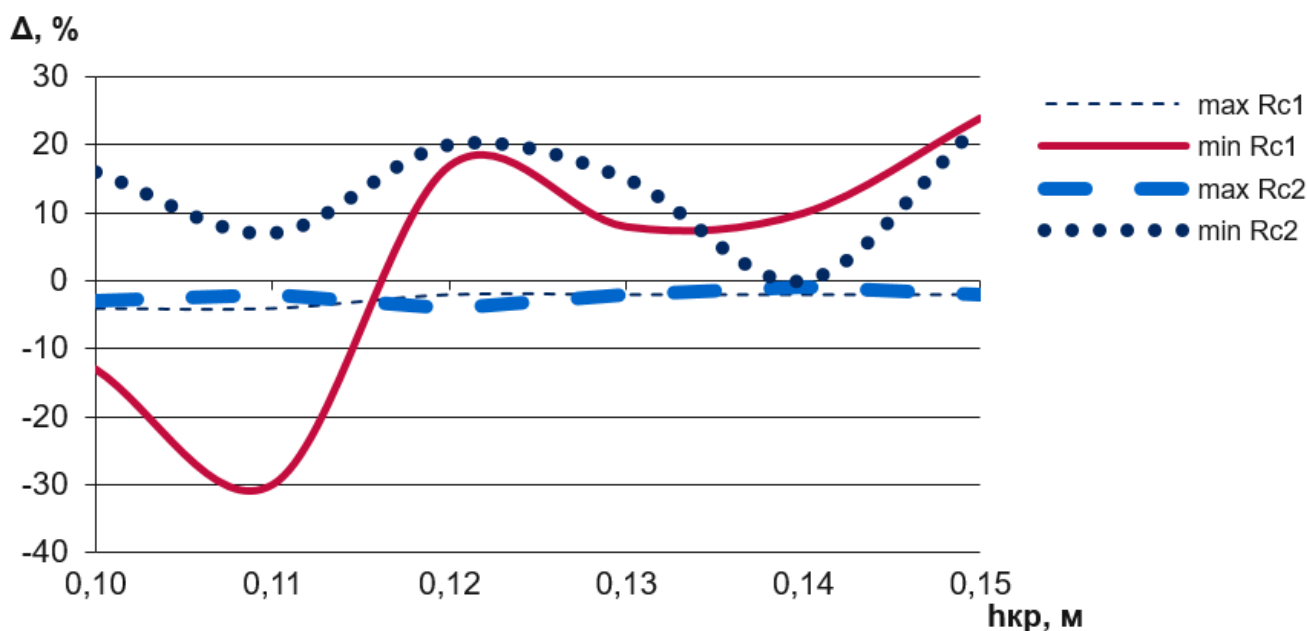


Рисунок 4.16 – Расхождение значений максимальных и минимальных сил вертикальных реакций, относительно значений без учета ветровой нагрузки (плотность 686кг/м³; скорость 90 км/ч)

Далее выполняется проверка устойчивости вагона от вкатывания колеса на головку рельса по энергетическому критерию, результат расчета представлен в таблице 4.6. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

В данном случае безопасным возвышением рельса является уровень 0,14 м. Также можно отметить, что при наливе в цистерну груза большей плотности повышается безопасность его движения.

Таблица 4.6 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 90 км/ч; плотность жидкого груза 686 кг/м³)

$v_{встр}, М/с$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, М$					
0,15	1,25	0	0	0	0
0,14	0,39	0	0	0	0
0,13	0	0	0	0	0
0,12	0	0	0	0	0

Поскольку легкие грузы наиболее опасны, целесообразно провести исследование для груза плотностью 528 кг/м³ на меньших скоростях движения, чтобы определить безопасный уровень скоростей движения.

Для груза данной плотности проведен аналогичный расчет. Результаты расчета изображены на рисунках 4.17 и 4.18.

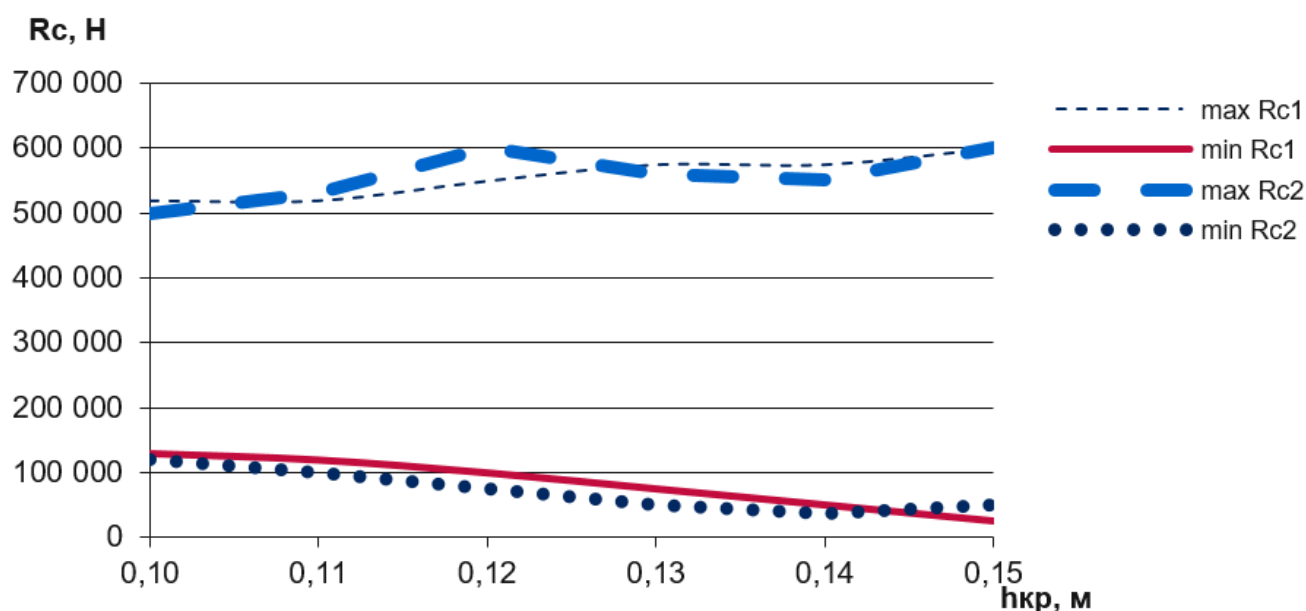


Рисунок 4.17 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 80 км/ч, плотность 528 кг/м³)

По рисункам 4.17 и 4.18 видно, что при данном режиме движения обезгруживания рессорных комплектов не наблюдается. Далее проводится оценка расхождения уровней сил, вызванных ветровой нагрузкой.

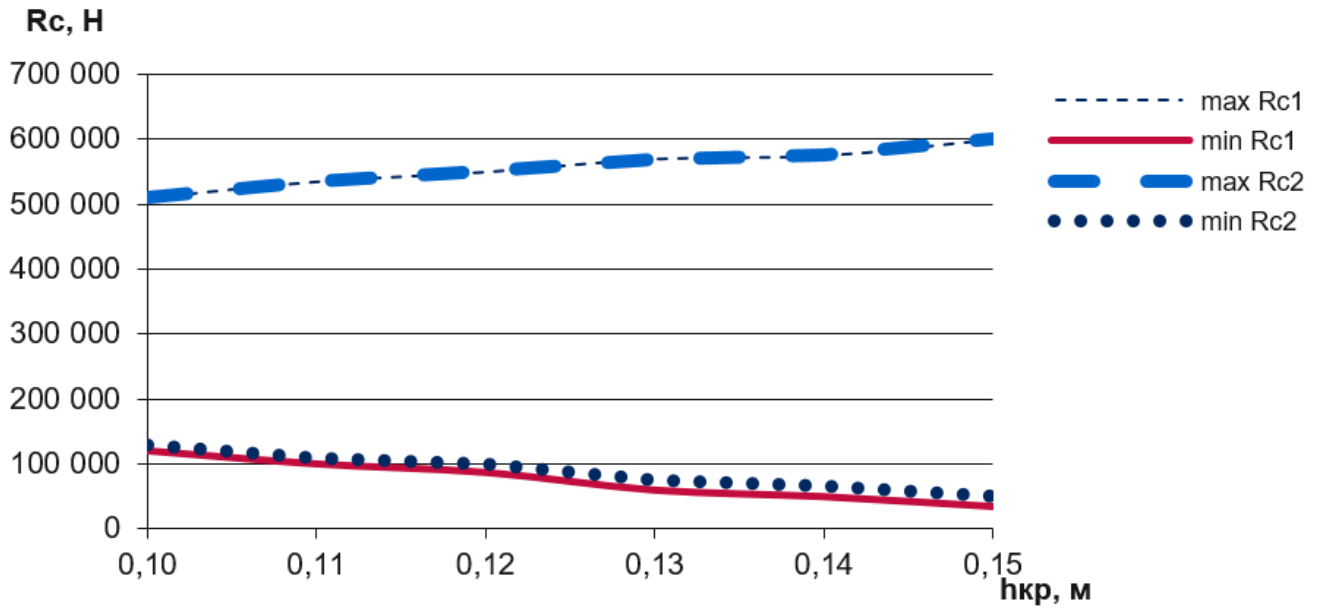


Рисунок 4.18 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 80 км/ч, плотность 528 кг/м³)

Графики расхождений сил с ветровой нагрузкой и без приведены на рисунке 4.19.

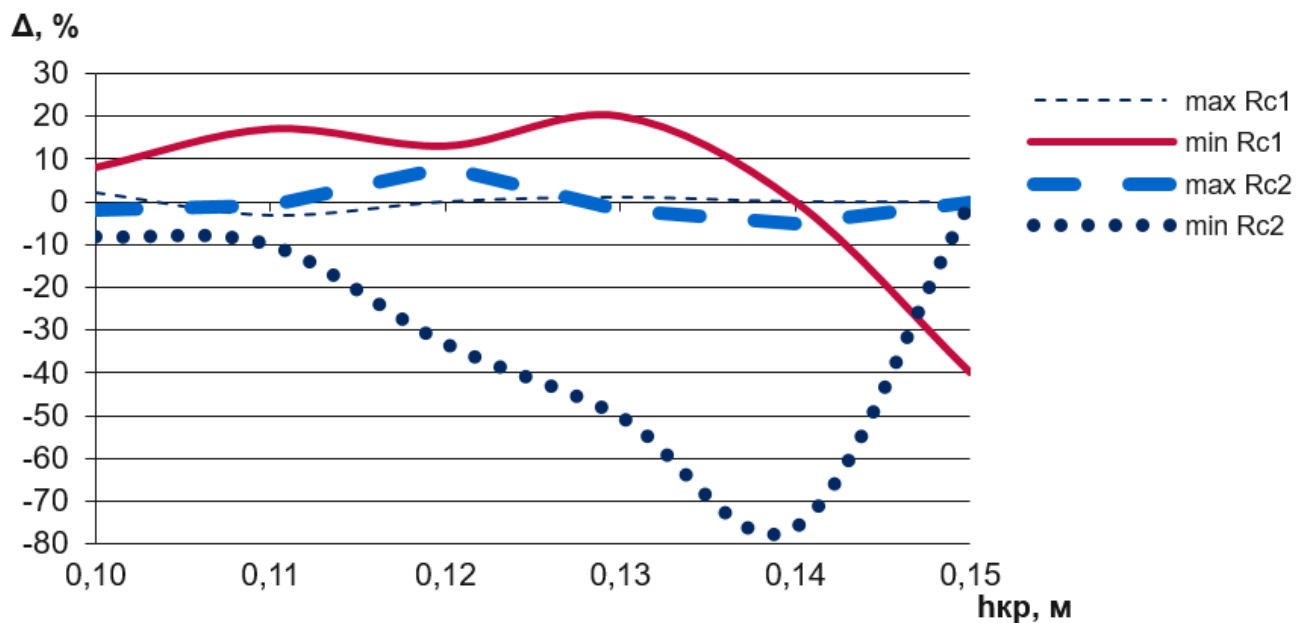


Рисунок 4.19 – Расхождение значений максимальных и минимальных сил вертикальных реакций, относительно значений без учета ветровой нагрузки (плотность 528 кг/м³; скорость 80 км/ч)

Нетрудно видеть, что при уменьшении скорости ветер оказывает большее влияние так же на минимальные значения вертикальных сил.

Далее выполняется проверка устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса. Результаты проверки приведены в таблице 4.7. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таблица 4.7 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 80 км/ч; плотность жидкого груза 528 кг/м³)

$v_{ветр}, м/с$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, м$					
0,15	1,5	0	0	0	0
0,14	0,72	0	0	0	0
0,13	0,1	0	0	0	0
0,12	0	0	0	0	0

По данным таблицы 4.6 безопасным уровнем возвышения рельса для данного варианта расчета и скорости 80 км/ч является уровень 0,14 м.

Так как вагон с более легким грузом наиболее подвержен динамическому воздействию, которое может привести либо к обезгруживанию рессорных комплектов, либо к вкатыванию гребня колеса на головку рельса необходимо оценить данные опасные факторы для порожних вагонов. Для этого необходимо выполнить тот же расчет для вагона без жидкого груза. Результаты расчета приведены на рисунке 4.20.

По рисунку 4.20 можно определить, что обезгруживание рессорных комплектов при скорости 90 км/ч у порожнего вагона произойдет при возвышении наружного рельса на уровне 0,08 м.

Далее выполняется расчет для того же вагона с учетом максимальной ветровой нагрузки. Результаты расчета приведены на рисунке 4.21. По данным рисунка 4.21 видно, что в случае порожнего вагона ветер значительно изменяет показатели вертикальных реакций. Так максимальные и минимальные значения силы $Rc2$ изменяются в большую сторону, а $Rc1$ в меньшую.

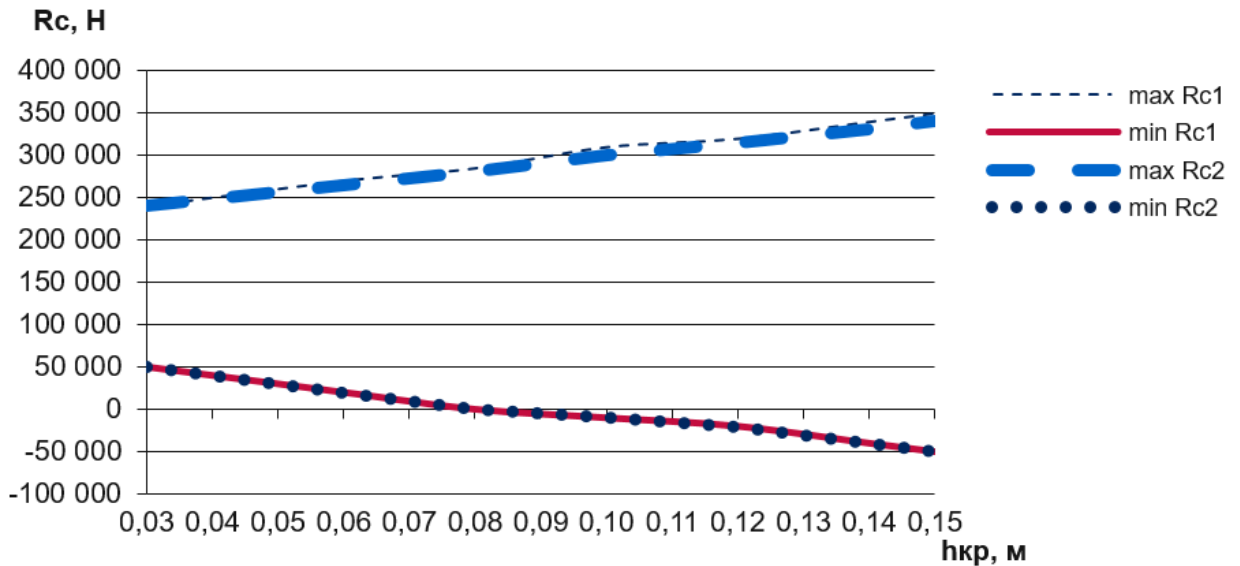


Рисунок 4.20 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 90км/ч, порожний вагон)

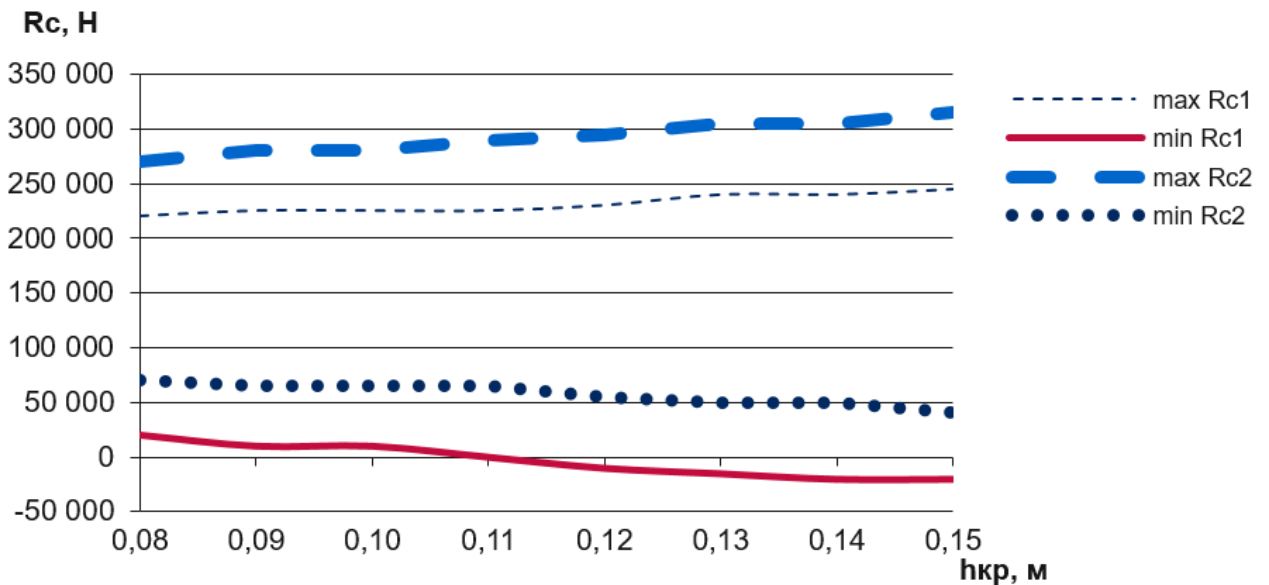


Рисунок 4.21 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 90км/ч, порожний вагон)

При этом, обезгруживание левых рессорных комплектов наблюдается при уровне возвышения наружного рельса 0,11 м, что выше, чем в случае без ветра. Однако, необходимо еще оценить воздействие боковых сил. Результаты проверки данного варианта расчета на вкатывание гребня колеса на головку рельса приведены в таблице 4.8.

Данный расчет показывает, что давление ветра может как увеличить боковые колебания, так и уменьшать их, в зависимости от начальных данных. В данном случае при скорости ветра в 80 м/с скорость вагона 90 км/ч недопустима, при меньших же показателях скоростях ветра ограничения накладываются на большие значения возвышения наружного рельса.

Далее выполняется проверка устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса. Результаты проверки приведены в таблице 4.8. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таблица 4.8 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 90 км/ч; порожний вагон)

$v_{веп}, м/с$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, м$					
0,15	5,5	2	5,25	7,3	8
0,14	4,75	1,5	4,8	6,7	7,5
0,13	4,65	1,1	4,2	6,2	7
0,12	4	0,16	3,4	5,6	6,2
0,11	3,2	0	2,5	4,5	5,2
0,10	2,3	0	1,9	3,8	4,5
0,09	2,27	0	0,86	3	3,8
0,08	2,25	0	0,2	2,4	3
0,07	2,15	0	0	1,7	2,26
0,06	2	0	0	1,3	1,9
0,05	1,85	0	0	0,8	1,5
0,04	1,75	0	0	0,07	0,75
0,03	1,6	0	0	0	0
0,02	1,75	0	0	0	0
0,01	1,2	0	0	0	0
0	0,85	0	0	0	0

Тот же расчет необходимо провести для скорости вагона 80 км/ч. Результаты расчета приведены в таблице 4.9. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1:

Таблица 4.9 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 80 км/ч; порожний вагон)

$v_{ветр}, м/с$ \ $h_{кр}, м$	80	60	40	20	0
0,15	19	9	2,2	0	0
0,14	18,4	8	1,3	0	0
0,13	17,8	7,75	0,63	0	0
0,12	17	7,25	0,18	0	0
0,11	16,5	6,5	0	0	0
0,10	15,8	5,7	0	0	0
0,09	15,3	5,2	0	0	0
0,08	14	4,75	0	0	0
0,07	13,5	3,75	0	0	0
0,06	12,6	3	0	0	0
0,05	12,1	2,2	0	0	0
0,04	12	2,1	0	0	0
0,03	11,8	1,8	0	0	0
0,02	11,2	1,5	0	0	0
0,01	11	1,7	0	0	0
0	8,25	0	0	0	0

При движении порожнего вагона со скоростью 80 км/ч опасный режим наблюдается только при скорости ветра 80 м/с. Тот же расчет выполнен для скорости 70 км/ч. Результаты представлены в таблице 4.10. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таблица 4.10 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 70 км/ч; порожний вагон)

$v_{ветр}, М/С$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, М$					
0,15	12	7,25	3,8	1,8	1,4
0,14	11,3	6	3,2	1	0,37
0,13	10,5	5	1,7	0,024	0
0,12	9,9	4,2	0,95	0	0
0,11	9,2	3,3	0,95	0	0
0,10	8,7	2,2	0,06	0	0
0,09	8,2	1,1	0	0	0
0,08	8,1	0,19	0	0	0
0,07	8	0	0	0	0
0,06	9,5	0	0	0	0
0,05	9	0	0	0	0
0,04	8,5	0	0	0	0
0,03	9	0	0	0	0
0,02	9,5	0	0	0	0
0,01	10	0	0	0	0
0	10,5	0	0	0	0

При скорости движения вагона 70 км/ч также можно наблюдать опасные режимы движения. Тот же расчет выполнен для скорости 60 км/ч. Результаты представлены в таблице 4.11. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1. Данная таблица показывает, что при определенных условиях ветер может гасить динамические колебания экипажа, однако при больших возвышениях наружного рельса данная скорость является опасной.

Таблица 4.11 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 60 км/ч; порожний вагон)

$v_{вemp}, M/c$ $h_{кр}, M$	80	60	40	20	0
0,15	11	3	0	4,2	5,5
0,14	10,75	1,7	0	2,3	4,25
0,13	10,5	0,55	0	1,1	2,5
0,12	10,5	0	0	0	0,8
0,11	10,5	0	0	0	0
0,10	10,37	0	0	0	0
0,09	10,25	0	0	0	0
0,08	10	0	0	0	0
0,07	9,75	0	0	0	0
0,06	9,3	0	0	0	0
0,05	9,2	0	0	0	0
0,04	9,1	0	0	0	0
0,03	9	0	0	0	0
0,02	9	0	0	0	0
0,01	9	0	0	0	0
0	7,5	0	0	0	0

Тот же расчет выполнен для скорости 50 км/ч. Результаты представлены в таблице 4.12. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таблица 4.12 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 50 км/ч; порожний вагон)

$v_{ветр}, м/с$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, м$					
0,15	17	0	0	0	0
0,14	16,8	0	0	0	0
0,13	16,4	0	0	0	0
0,12	16,2	0	0	0	0
0,11	15,9	0	0	0	0
0,10	15,5	0	0	0	0
0,09	14,7	0	0	0	0
0,08	14,2	0	0	0	0
0,07	13,8	0	0	0	0
0,06	13,4	0	0	0	0
0,05	13	0	0	0	0
0,04	12,8	0	0	0	0
0,03	12,6	0	0	0	0
0,02	12,5	0	0	0	0
0,01	12,2	0	0	0	0
0	12	0	0	0	0

Скорость 50 км/ч является безопасной для данного варианта расчета, при движении вагона с ветровой нагрузкой со скоростью ветра не более 60 м/с. Но стоит отметить, что ветер со скоростью более 33 м/с по шкале Бофорта относится к ураганному ветру, приводящему к сильным разрушениям. То есть можно сделать вывод о недопустимости движения данного вагона при скорости ветра более 60 м/с.

4.5 Определение критических режимов движения вагона по кривому участку пути (Вариант расчета № 2)

Как было определено ранее наиболее опасный режим движения создается при перевозке более легких грузов, однако второй вариант расчета предполагает перевозку наиболее тяжелого груза плотностью $1425,7 \text{ кг/м}^3$, поэтому исследуем и его, как самый тяжелый жидкий груз. В таблице 4.13 аналогично с предыдущем вариантом выбраны исходные данные к исследованию.

Таблица 4.13 – Исходные данные к расчету

Плотность груза, кг/м^3	Длина кривой, м	Промежуток между кривыми, с
Скорость движение 90 км/ч		
1425,7	86	0,9
808	90	0,7
Скорость движение 80 км/ч		
1425,7	94	0,9

Необходимо исследовать вертикальные и боковые силы, действующие на вагон при плотности груза $1425,7 \text{ кг/м}^3$. Для этого для данного варианта расчета проводится моделирование колебаний жидкого груза в котле цистерны и движения вагона по методикам, представленных в разделе 2.

На рисунках 4.22 и 4.23 показана зависимость максимальных и минимальных вертикальных сил реакций рессорных комплектов от возвышения рельса. Расчет проведен для скорости движения вагона 90 км/ч. При данном скоростном режиме максимально допустимым уровнем возвышения наружного рельса в исследуемом случае является уровень 0,14 м. При большем значении возвышения наружного рельса наблюдается отрицательный уровень минимальных сил реакций опор, что говорит об обезгруживании рессорных комплектов

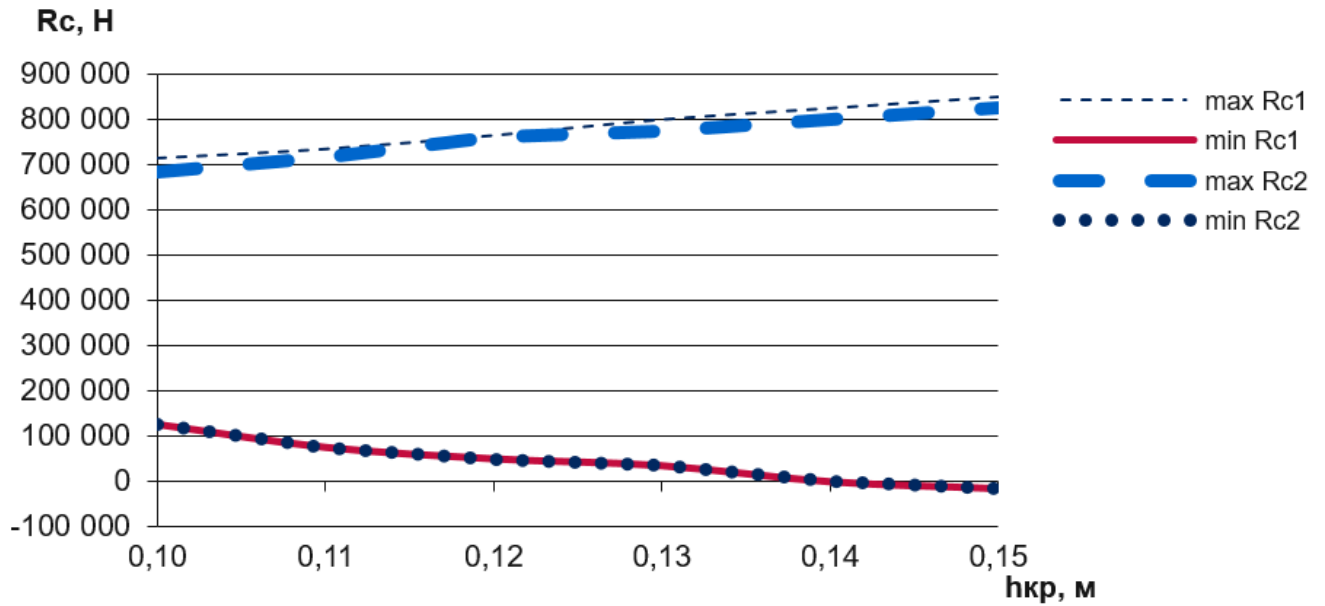


Рисунок 4.22 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 90 км/ч, плотность 1425,7 кг/м³)

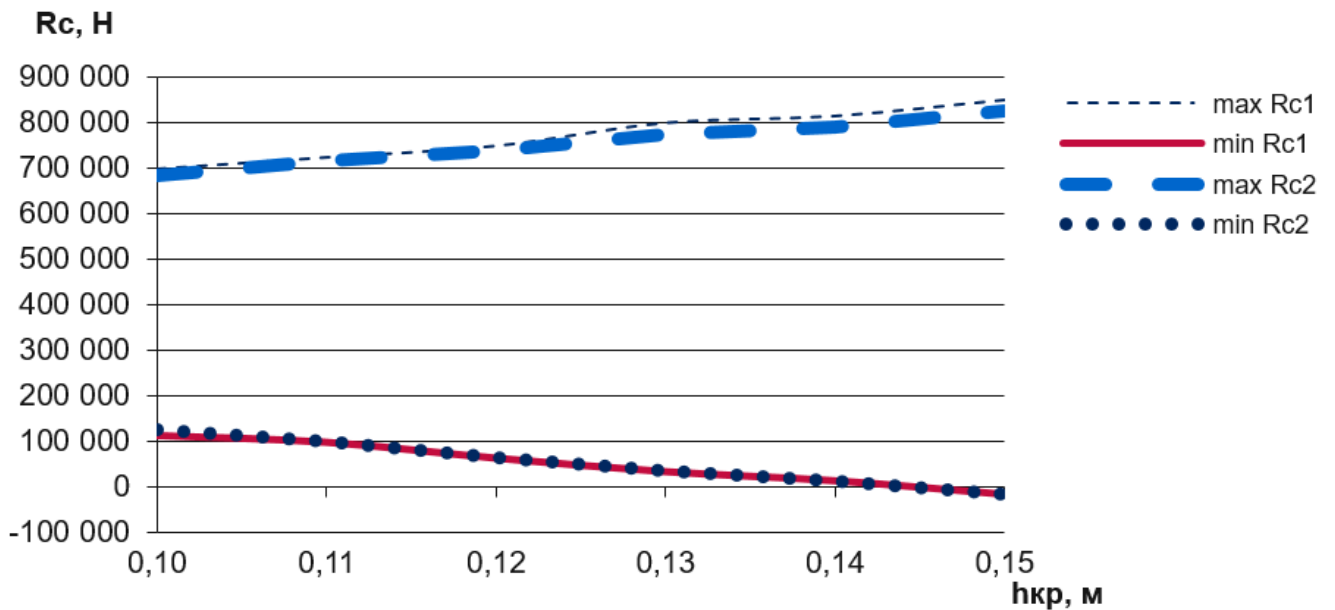


Рисунок 4.23 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 90 км/ч, плотность 1425,7 кг/м³)

На рисунке 4.24 приведены графики расхождений значений сил, вследствие действия ветровой нагрузки.

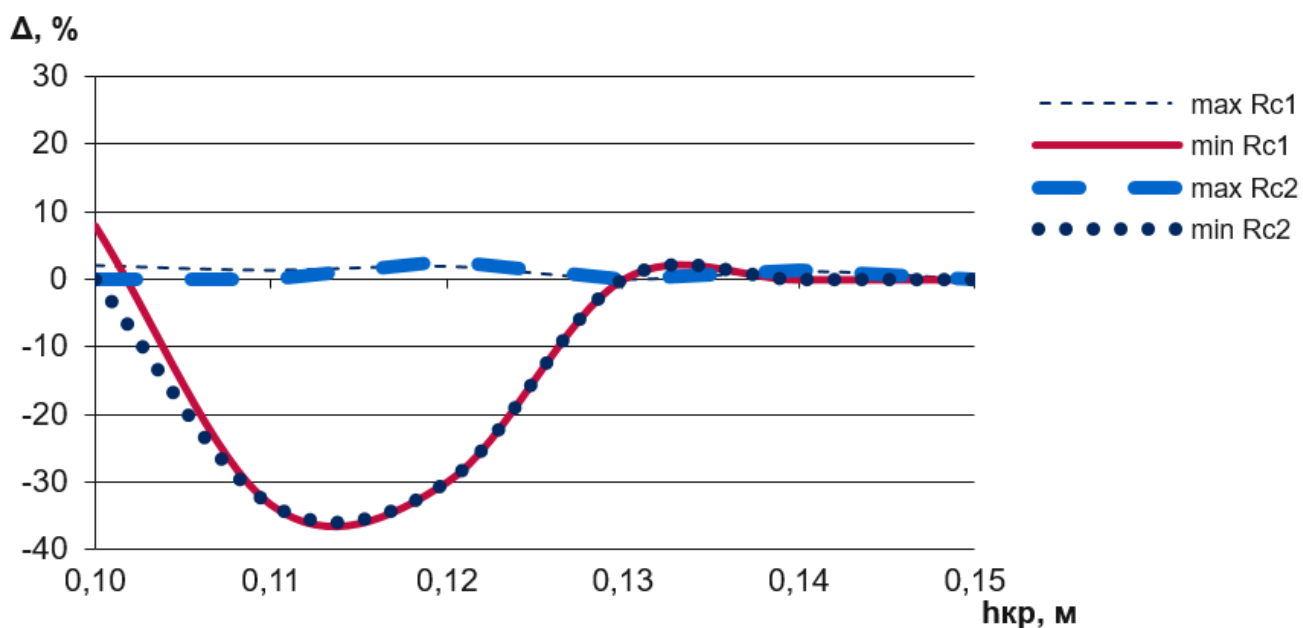


Рисунок 4.24 – Расхождение значений максимальных и минимальных сил вертикальных реакций, относительно значений без учета ветровой нагрузки (плотность 1425,7 кг/м³; скорость 90 км/ч)

Так же, как и в прошлом варианте можно наблюдать изменение минимальных вертикальных сил в меньшую сторону при ветровой нагрузке, однако данное расхождение наблюдается в безопасной области графиков, представленных на рисунках 4.22 и 4.23.

Далее выполняется проверка устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса. Результаты проверки приведены в таблице 4.14. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таким образом, для данного режима опасными являются возвышения наружного рельса более 0,13 м.

Стоит отметить, что в предыдущем варианте расчета наиболее опасным был режим при минимальном весе жидкости, здесь же опасный режим наблюдается и при максимальном весе. Влияние ветра в данном случае не оказывает значительного воздействия, так как вкатывание гребня колеса на головку рельса произойдет при максимальной ветровой нагрузке на уровне возвышения наружного рельса в 0,13 м, а при отсутствии ветра в 0,14 м.

Таблица 4.14 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 90 км/ч; плотность жидкого груза 1425,7 кг/м³)

$v_{вemp}, \text{М/с}$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, \text{М}$					
0,15	3,9	3,3	2,8	2,7	2,4
0,14	3	2,4	2	1,75	1,45
0,13	2,2	1,4	1,1	0,86	0,75
0,12	1,4	0,7	0,2	0	0
0,11	0,5	0	0	0	0
0,1	0	0	0	0	0

На основании вышеизложенного можно сделать вывод о том, что при перевозке грузов высокой плотности сход вагона при высоких скоростях движения возможен за счет динамического воздействия тяжелого груза на стенки котла цистерны.

Тот же расчет выполнен для более низкой скорости 80 км/ч. Результаты представлены на рисунке 4.25.

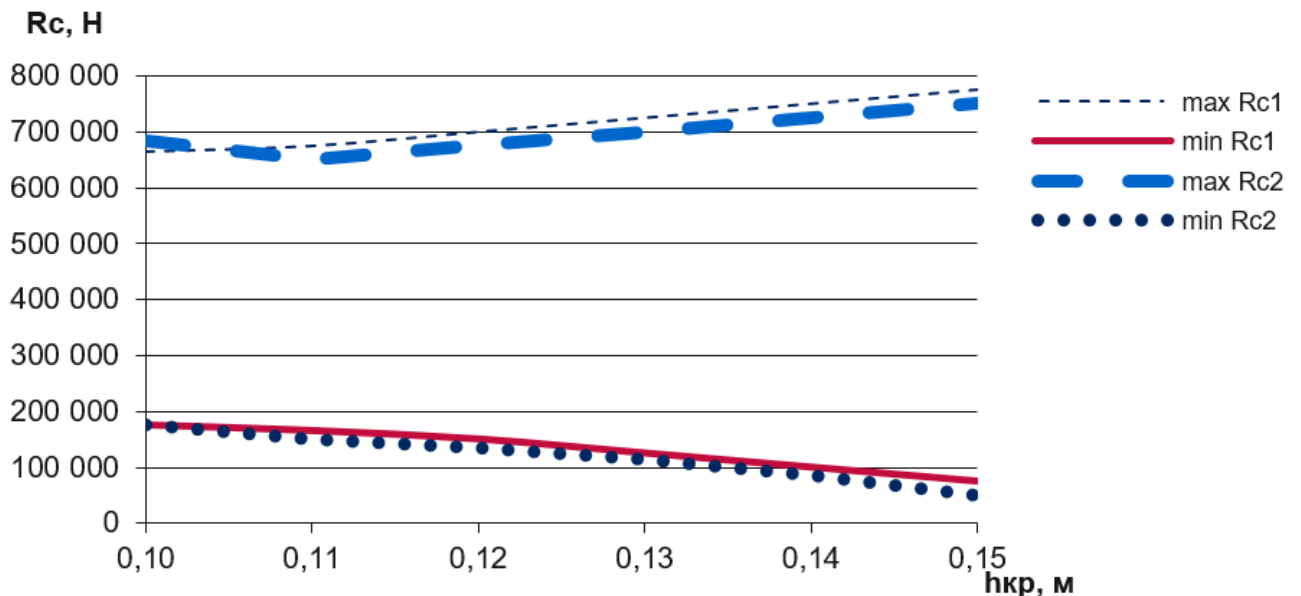


Рисунок 4.25 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 80 км/ч, плотность 1425,7 кг/м³)

График, изображенный на рисунке 4.25 показывает, что при скорости 80 км/ч обезгруживания в рессорных комплектах не наблюдается. Далее данный вариант проверяется на сход от вкатывания гребня колеса на головку рельса. Результаты расчета представлены в таблице 4.15. Далее выполняется проверка устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса.

Таблица 4.15 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость движения вагона 80 км/ч; плотность жидкого груза 1425,7 кг/м³)

$v_{всп}, М/с$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, М$					
0,15	0	0	0	0	0
0,14	0	0	0	0	0
0,13	0	0	0	0	0
0,12	0	0	0	0	0

Таким образом, для данного варианта расчета при плотности жидкого груза 1425,7 кг/м³ и скорости до 80 км/ч включительно являются безопасными.

Далее выполняется исследование при движении того же вагона с грузом меньшей плотности 808 кг/м³. Результаты расчета приведены на рисунках 4.26 и 4.27.

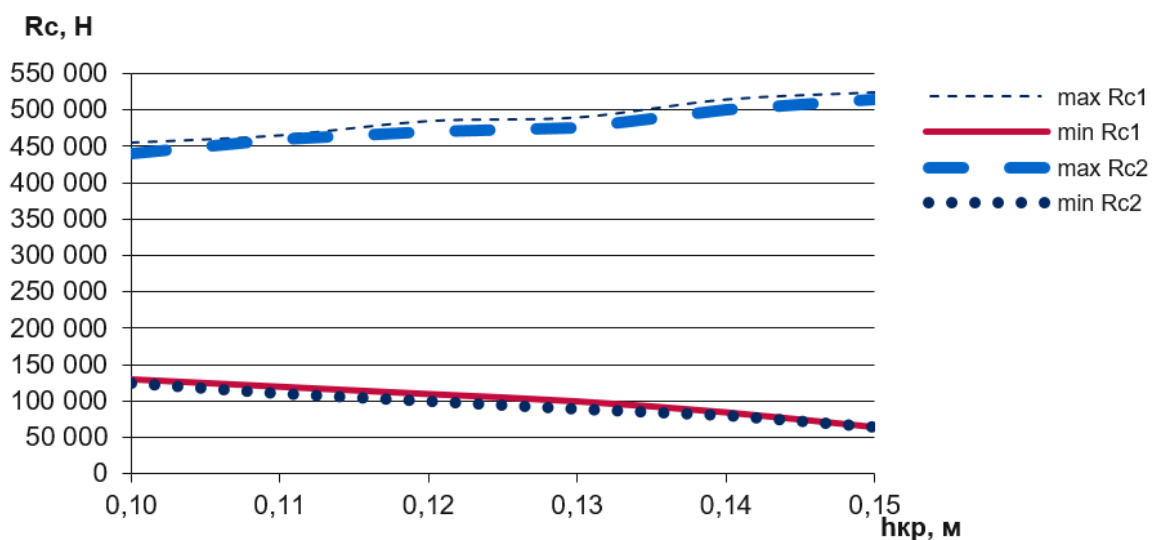


Рисунок 4.26 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 90 км/ч, плотность 808 кг/м³)

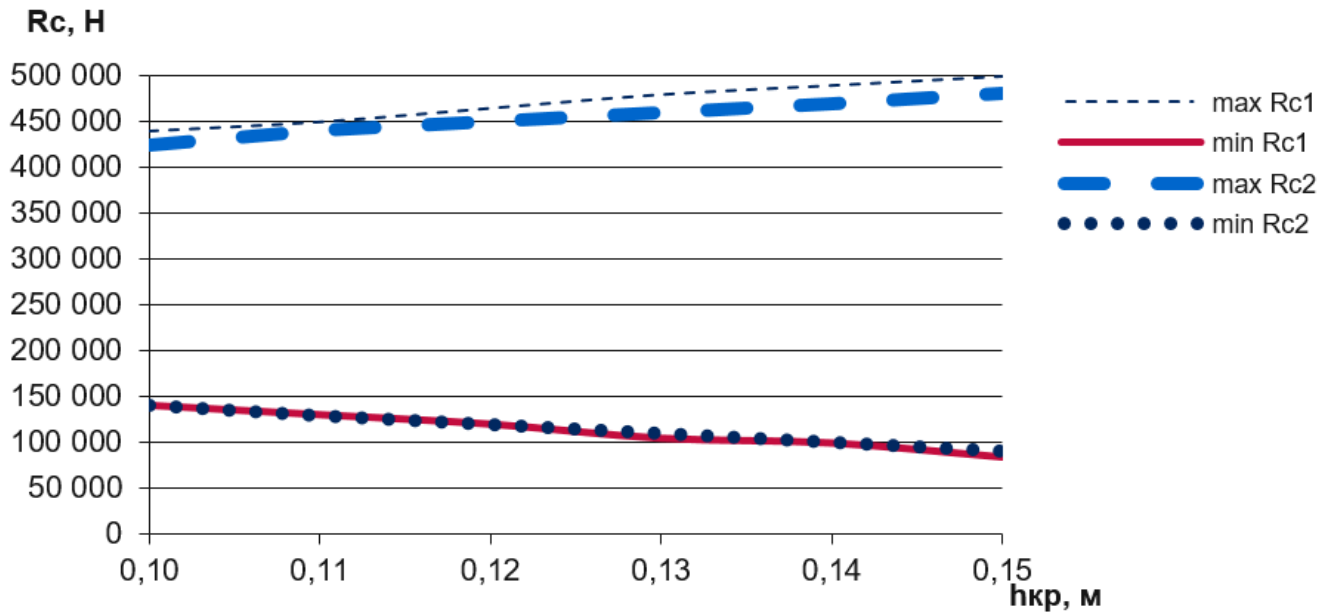


Рисунок 4.27 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 90 км/ч, плотность 808 кг/м³)

В данном случае минимальная плотность не приводит к обезгруживанию рессорных комплектов. Далее выполняется проверка устойчивости от вкатывания гребня колеса на головку рельса. Результаты представлены в таблице 4.16. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таблица 4.16 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость 90 км/ч; плотность 808 кг/м³)

$v_{ветр}, м/с$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, м$					
0,15	1,5	0,63	0	0	0
0,14	0,8	0	0	0	0
0,13	0,42	0	0	0	0
0,12	0	0	0	0	0

Таким образом, жидкий груз данной плотности не создает опасных режимов для выбранного варианта расчета за исключением уровня возвышения наружного рельса 0,15 м при ветре 80 м/с.

С учетом вышеприведенных результатов исследований в данном случае можно сделать вывод о том, что для данного варианта расчета при плотности груза 808 кг/м^3 абсолютно безопасной скоростью будет 80 км/ч .

Далее необходимо рассмотреть движение порожнего вагона данной конфигурации. Поскольку для предыдущего варианта расчета был определен безопасный уровень скорости – 70 км/ч , то в данном случае необходимо определить будет ли он являться безопасным для данного вагона, который имеет более низкую тару и отличные от первого варианта геометрические показатели.

Расчет показывает, что параметры исследуемого вагона выбраны таким образом, что при возникновении колебаний боковой качки график вертикальных реакций рессорных комплектов принимает вид биений, что говорит о близости к значениям массы кузова и жесткости рессорных пружин, при которых будет наблюдаться резонанс. Биения также приводят к обезгруживанию рессорных комплектов уже при прохождении первой кривой. Данный график показан на рисунке 4.28

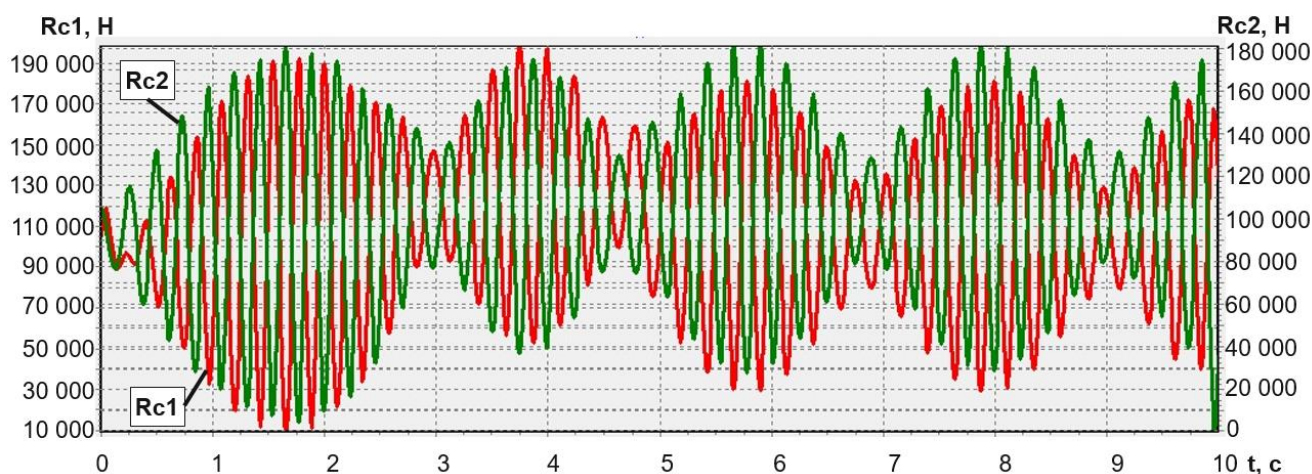


Рисунок 4.28 – Зависимость вертикальных реакций рессорных комплектов от времени (скорость 70 км/ч , порожний вагон)

Таким образом, движение порожнего вагона, соответствующему второму варианту расчета является опасным режимом. Однако относительно безопасным режимом, при котором с учетом увеличения амплитуды колебаний для данного вагона не наблюдается обезгруживания, является движение вагона со скоростью 50 км/ч . График данного расчета представлен на рисунке 4.29.

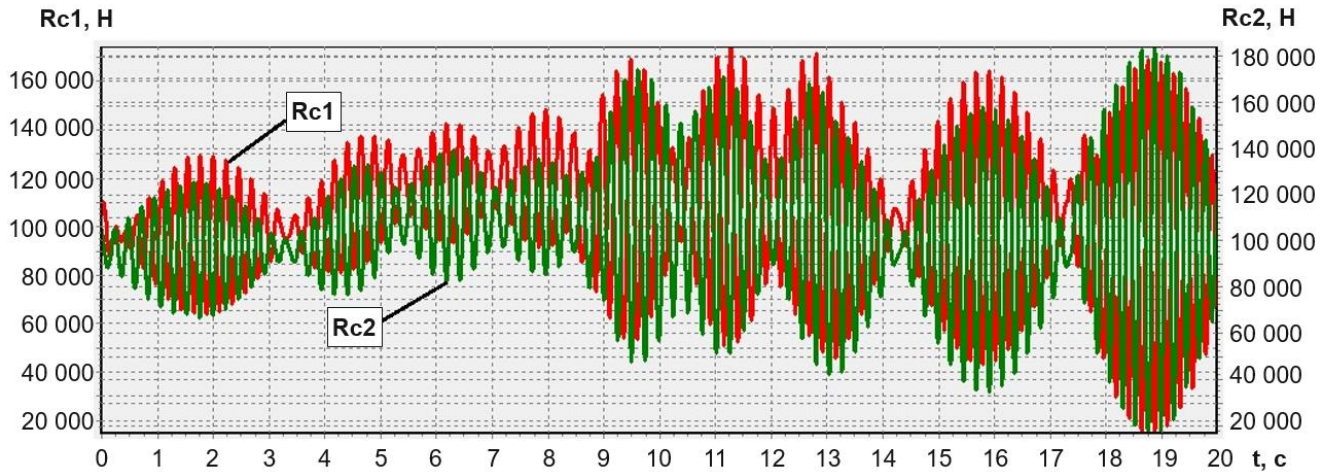


Рисунок 4.29 – Зависимость вертикальных реакций рессорных комплектов от времени (скорость 50 км/ч, порожний вагон)

Необходимо рассмотреть собственные колебания исследуемого вагона. Собственная частота для каждой из переменных определяется формулами:

$$\omega_x = \sqrt{\frac{G_1 + G_2}{m}}; \quad (4.13)$$

$$\omega_y = \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m}}; \quad (4.14)$$

$$\omega_\varphi = \sqrt{\frac{(C_1 + C_2)l}{m}} \quad (4.15)$$

Собственные частоты для каждой из составляющих колебаний будут следующие:

- циклическая частота поперечных горизонтальных колебаний, рад/с: 28,56;
- циклическая частота вертикальных колебаний, рад/с: 26,18;
- циклическая частота поперечных угловых колебаний, рад/с: 25,96.

Значение массы вагона, при котором произойдет резонанс по каждому из типов колебательного процесса определено на рисунках (4.30 – 4.32) в местах пересечения графиков.

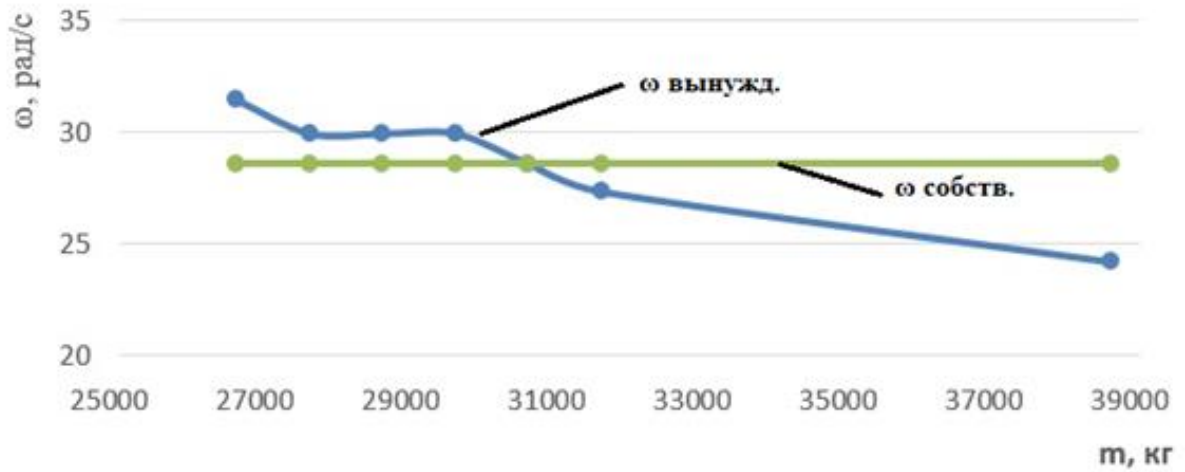


Рисунок 4.30 – Циклические частоты поперечных горизонтальных колебаний вагона

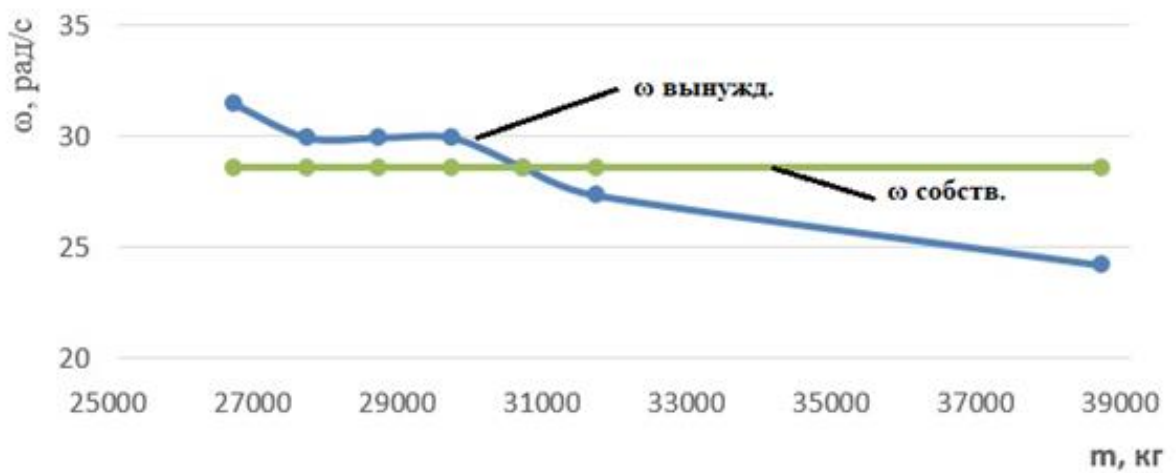


Рисунок 4.31 – Циклические частоты вертикальных колебаний вагона

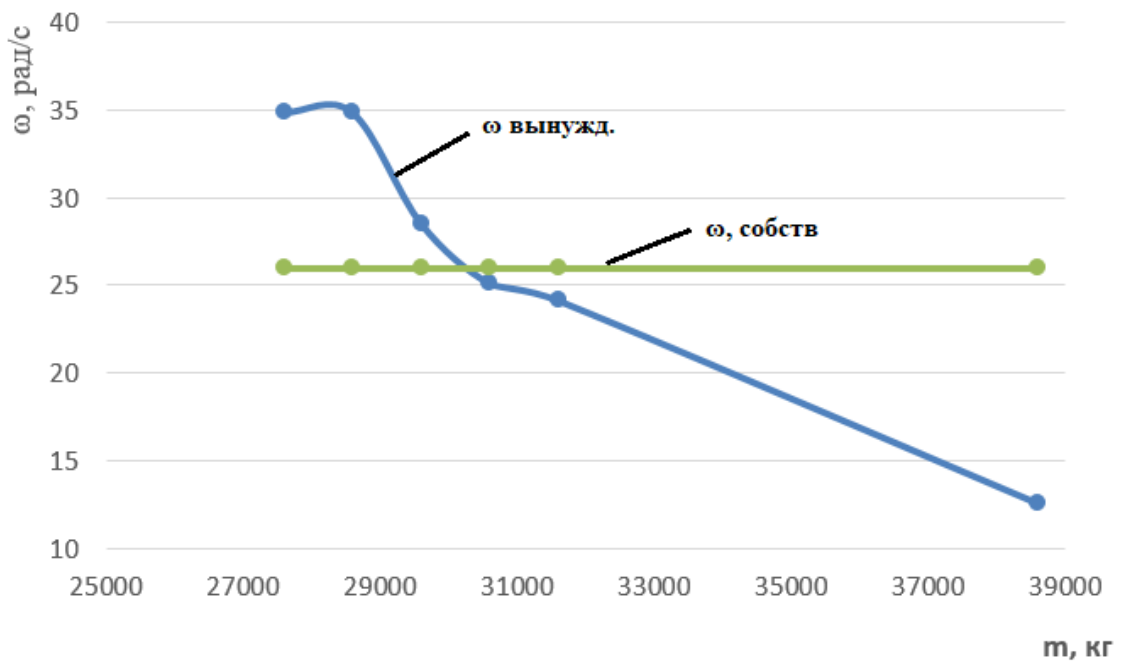


Рисунок 4.32 – Циклические частоты поперечных угловых колебаний вагона

По данным рисунков (4.31-4.33) можно сделать вывод, что явление резонанса можно наблюдать во всех трех случаях. Обобщая данные расчета с учетом проверки можно определить следующие критические значения массы вагона:

- вертикальная жесткость пружины: 570 000 Н/м;
- горизонтальная жесткость пружины: 613 500 Н/м;
- масса вагона: 27 600 – 33 000 кг

4.6 Определение критических режимов движения вагона по кривому участку пути (Вариант расчета № 3)

Исходные данные к третьему варианту расчета были заданы аналогично двум предыдущим и приведены в таблице 4.17.

Таблица 4.17 – Исходные данные к расчету

Плотность груза, кг/м ³	Длина кривой, м	Промежуток между кривыми, с
Скорость движения 90 км/ч		
416	102	0,8
566	94	0,8
Порожний вагон	100	0,5
Скорость движения 80 км/ч		
566	100	0,8
Скорость движения 70 км/ч		
Порожний вагон	89	0,4
Скорость движения 50 км/ч		
Порожний вагон	100	0,4

На рисунках 4.33 и 4.34 изображены графики вертикальных усилий в рессорных комплектах при скорости 90 км/ч и плотности перевозимого груза 416 кг/м³.

При данных условиях и заданном режиме обезгруживания не происходит, как и не происходит вкатывания гребня колеса на головку рельса. Результаты проверки приведены в таблице 4.18.

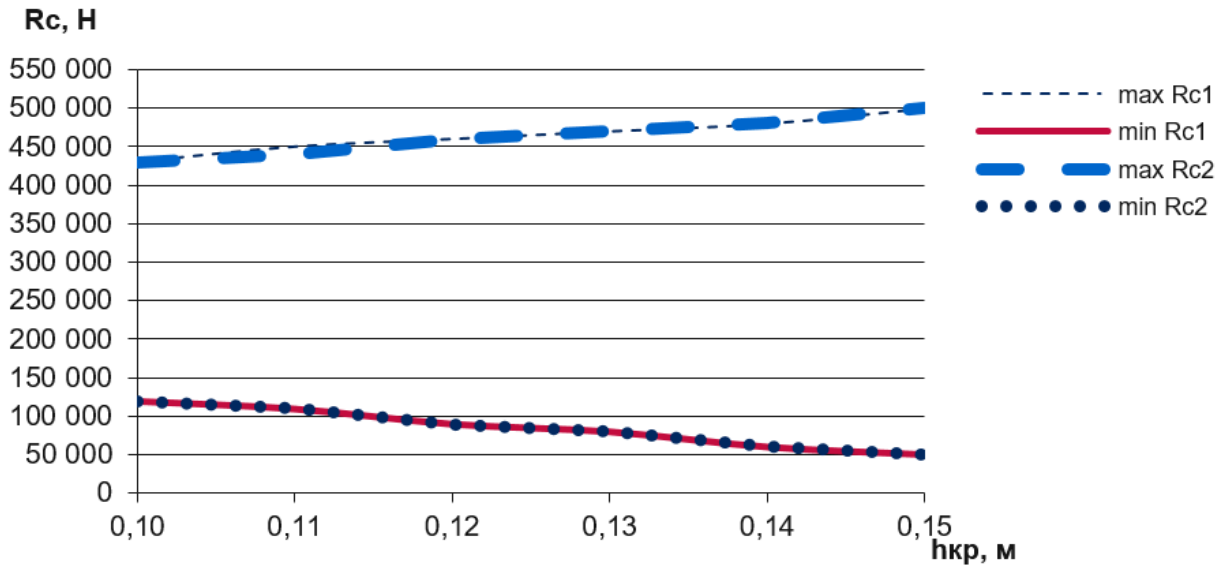


Рисунок 4.33 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 90 км/ч, плотность 416 кг/м³)

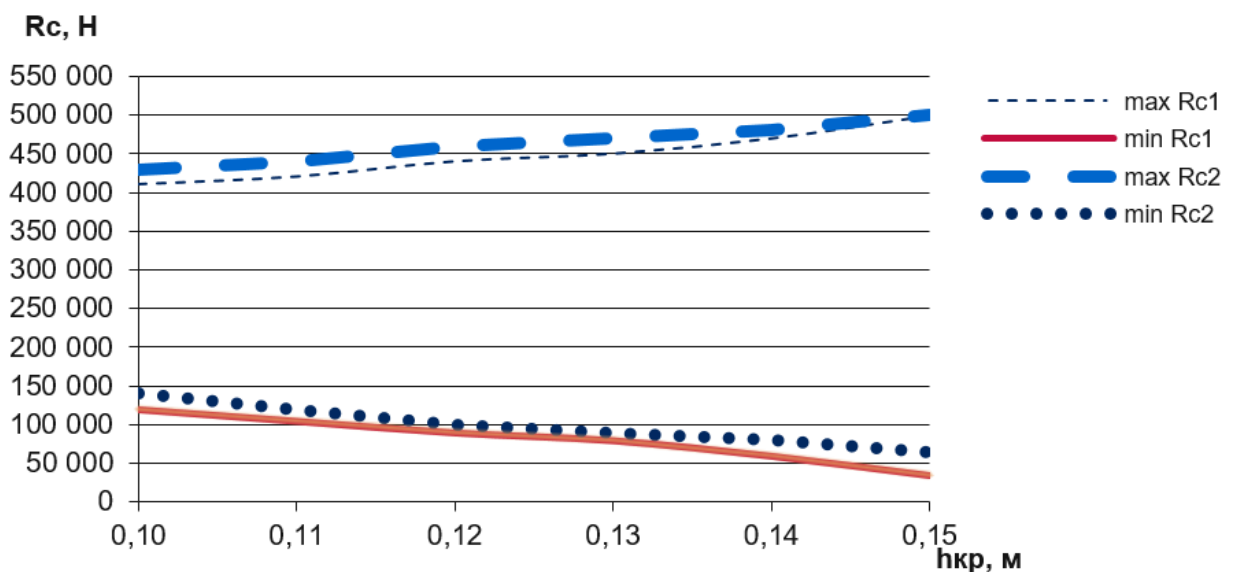


Рисунок 4.35 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 90 км/ч, плотность 416 кг/м³)

Таблица 4.18 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость 90 км/ч; плотность 416 кг/м³)

$v_{вemp}, \text{м/с}$	80	60	40	20	0
$h_{kr}, \text{м}$					
0,15	0,65	0	0	0	0
0,14	0	0	0	0	0
0,13	0	0	0	0	0
0,12	0	0	0	0	0

Далее необходимо выполнить то же исследование для вагона, перевозящего жидкий груз плотностью 566 кг/м³, рассчитав те же значения минимальных и максимальных реакций рессорных комплектов 566 кг/м³.

Соответствующие графики представлены на рисунках 4.35 и 4.36.

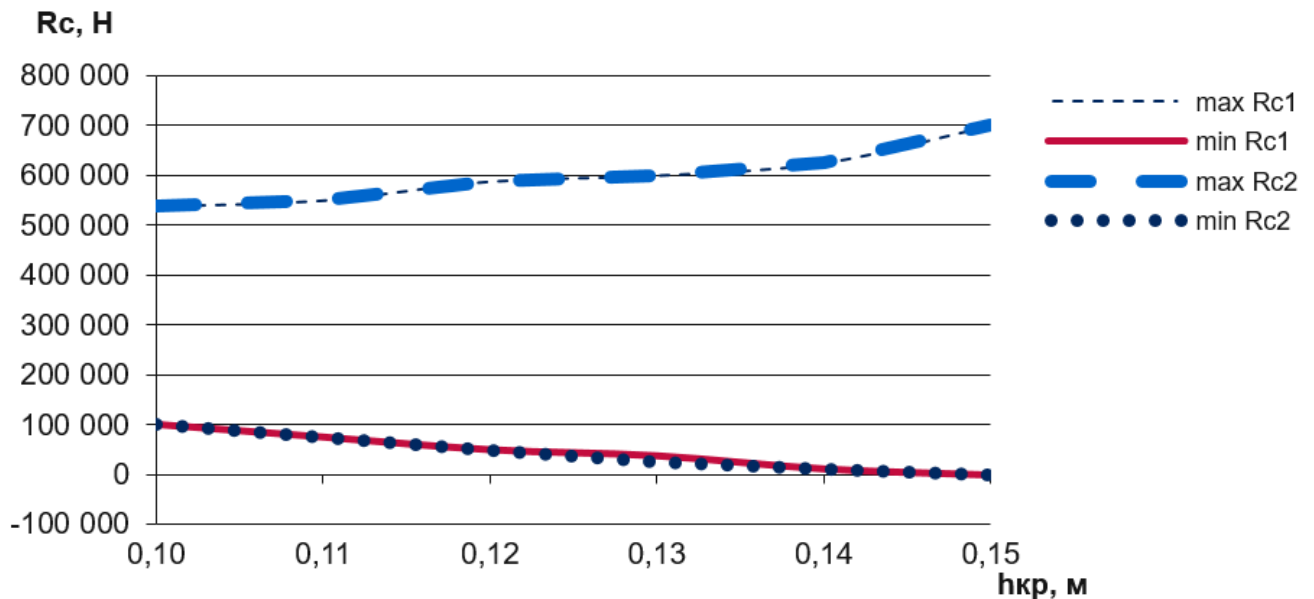


Рисунок 4.35 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 90 км/ч, плотность 566 кг/м³)

В данном случае обезгруживание рессорных комплектов можно наблюдать при возвышении наружного рельса 0,15 м.

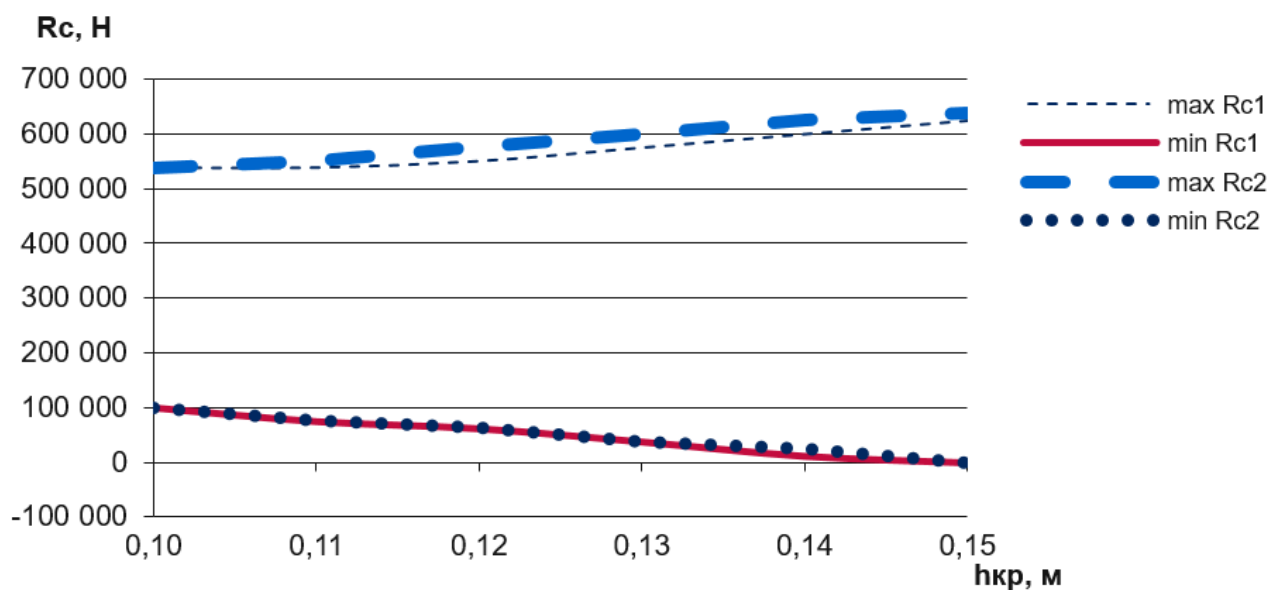


Рисунок 4.36 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 90 км/ч, плотность 566 кг/м³)

Результаты проверки устойчивости вагона от вкатывания гребня колеса на головку рельса приведены в таблице 4.19. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таблица 4.19 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость 90 км/ч; плотность 566 кг/м³)

$v_{вemp}, M/c$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, M$					
0,15	5	3,9	3	2,6	2,5
0,14	4,3	3,2	2,6	2	1,8
0,13	3,6	2,5	1,9	1,5	1,1
0,12	2,9	1,6	1	0,6	0,3
0,11	2	0,95	0,38	0	0
0,1	1,2	0,38	0	0	0
0,09	0,8	0	0	0	0
0,08	0,06	0	0	0	0
0,07	0	0	0	0	0

То же исследование проведено для скорости 80 км/ч. Результаты исследования представлены в таблице 4.20. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1.

Таблица 4.20 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость 80 км/ч; плотность 566 кг/м³)

$v_{ветр}, М/с$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, М$					
0,15	1,6	0	0	0	0
0,14	0,86	0	0	0	0
0,13	0	0	0	0	0

Таким образом, наибольшую опасность представляет движение при скорости ветра 80 м/с. Абсолютно безопасной же скоростью с учетом вышеприведенных исследований можно считать 70 км/ч.

Далее необходимо рассмотреть движение порожнего вагона данной конфигурации. В силу исследований, проведенных выше, было рассмотрено движение вагона на скорости 70 км/ч. Результаты расчета приведены на рисунках 4.37 и 4.38.

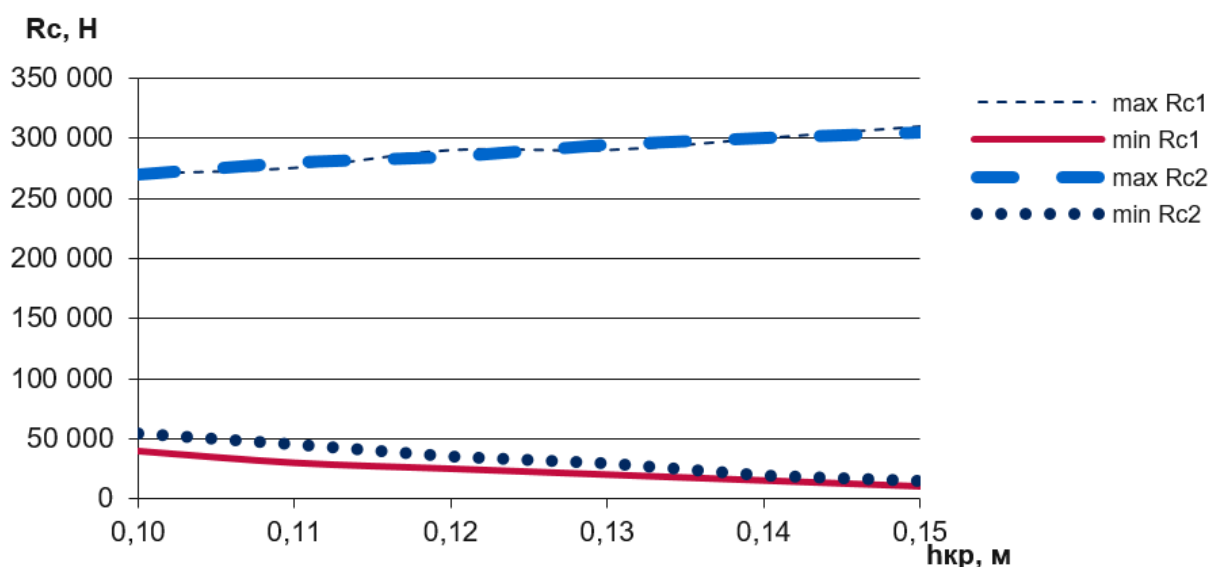


Рисунок 4.37 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса (скорость 70 км/ч, порожний вагон)

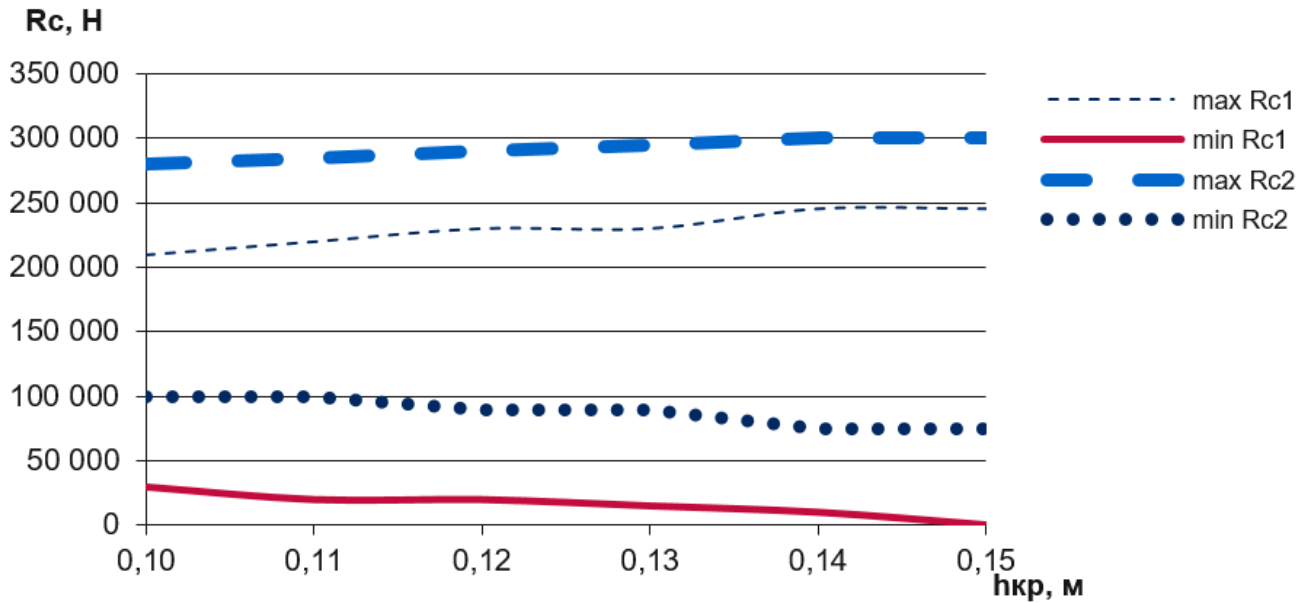


Рисунок 4.38 – Зависимость максимальных и минимальных вертикальных реакций рессорных комплектов от возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки (скорость 70 км/ч, порожний вагон)

В данном случае опасный режим движения наблюдается при ветровой нагрузке, которая приводит к обезгруживанию первого рессорного комплекта. Необходимо провести оценку устойчивости относительно вкатывания гребня колеса на головку рельса. Результаты расчета представлены в таблице 4.21. В выделенных ячейках жирным шрифтом указаны значения коэффициента устойчивости, превышающие критическое значение равное 1. Так как в варианте расчета безопасный режим движения при скоростях ветра до 60 м/с наблюдался при скорости 50 км/ч, проверку для данного варианта расчета выполняется на этой же скорости.

Таблица 4.21 – Результат оценки устойчивости вагона по энергетическому критерию (скорость 50 км/ч; порожний вагон)

$v_{вemp}, м/с$	80	60	40	20	0
$h_{кр}, м$					
0,15	22	7,5	0	0	0
0,14	21	6,5	0	0	0
0,13	18,5	5,6	0	0	0
0,12	17	3,7	0	0	0

Продолжение таблицы 4.21

$v_{ветр}, м/с$ $h_{кр}, м$	80	60	40	20	0
0,11	15	1,5	0	0	0
0,10	14	0	0	0	0
0,09	13	0	0	0	0
0,08	12	0	0	0	0
0,07	11	0	0	0	0
0,06	10,3	0	0	0	0
0,05	9,5	0	0	0	0
0,04	8,7	0	0	0	0
0,03	8	0	0	0	0
0,02	7,5	0	0	0	0
0,01	7	0	0	0	0
0	6,5	0	0	0	0

Таким образом, наибольшую опасность представляет движение при скорости ветра 60 м/с. Абсолютно безопасной же скоростью с учетом вышеприведенных исследований можно считать 40 км/ч.

4.7 Исследование коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики

При оценке динамических характеристик вагона немалая роль отводится коэффициентам динамики, вертикальной $K_{дв}$ и горизонтальной $K_{дг}$. Данные коэффициенты определяются следующим образом:

$$K_{дв} = \frac{P_{дин.в}}{P_{ст}}; \quad (4.16)$$

$$K_{\partial z} = \frac{P_{\text{дин.г}}}{P_{\text{ст}}}. \quad (4.17)$$

В данных формулах $P_{\text{дин.в}}$, $P_{\text{дин.г}}$ – вертикальная и горизонтальная динамическая нагрузки рессорных комплектов, $P_{\text{ст}}$ – статическая нагрузка. С учетом вышеприведенной расчетной схемы, формулы 4.16 и 4.17 примут вид:

$$K_{\partial в} = \frac{R_{c1} + R_{c2}}{(m_{об} + \rho\pi R^2 L_{кот})g}; \quad (4.18)$$

$$K_{\partial г} = \frac{R_{g1} - R_{g2}}{(m_{об} + \rho\pi R^2 L_{кот})g}, \quad (4.19)$$

где $m_{об}$ – масса обрессоренных частей вагона.

Необходимо исследовать данные коэффициенты в зависимости от различных показателей. Расчет выполняется для варианта № 1. На рисунке 4.39 показана зависимость коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики от возвышения рельса.

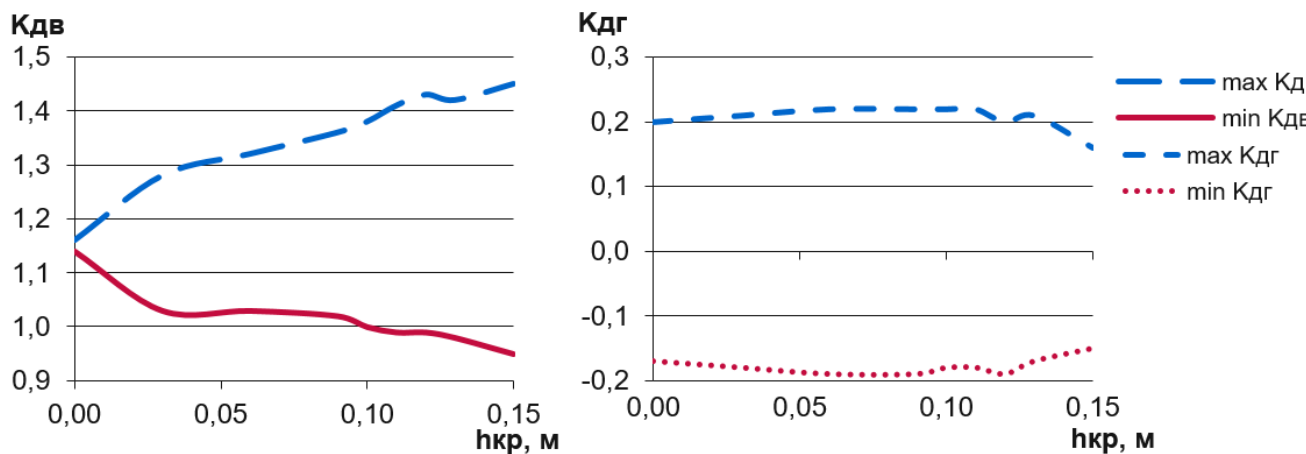


Рисунок 4.39 – Зависимость коэффициентов динамики от возвышения наружного рельса (скорость 90 км/ч, плотность груза 528 кг/м³)

В зависимости от уровня возвышения наружного рельса, максимальное и минимальное значения коэффициента вертикальной динамики изменяются по аналогии с максимальными и минимальными вертикальными силами. При максимальном значении возвышения рельса можно наблюдать наибольшую

разницу между крайними показателями данного коэффициента. Коэффициент горизонтальной динамики изменяется незначительно.

Необходимо рассмотреть зависимость тех же показателей от скорости движения вагона. Возвышение рельса выберем максимально-допустимое для данного варианта расчета, а также исследуем коэффициенты при нулевом значении возвышения наружного рельса. Результаты расчета приведены на рисунке 4.40.

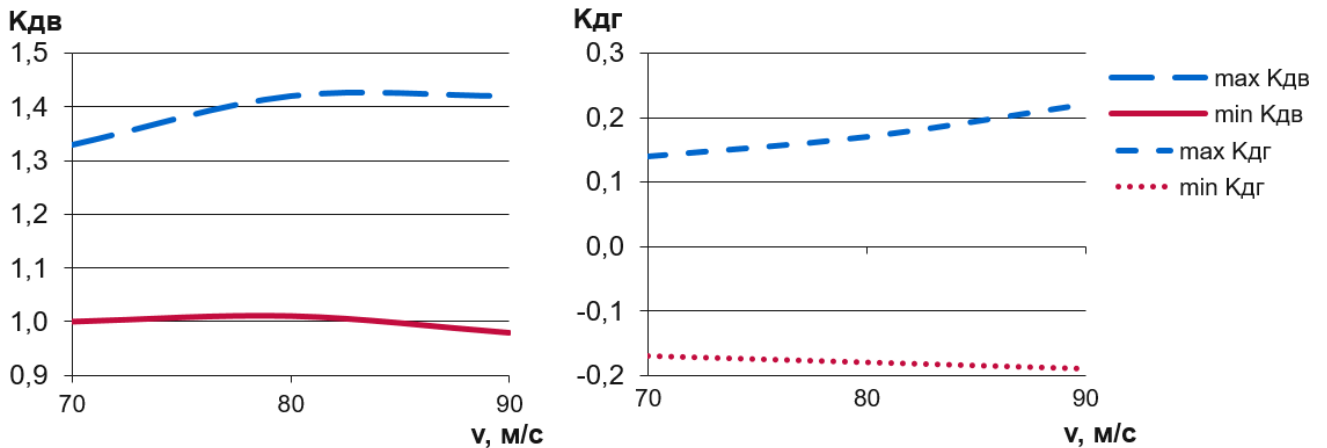


Рисунок 4.40 - Зависимость коэффициентов динамики от скорости движения вагона (возвышение наружного рельса 0,12м, плотность груза 528 кг/м³)

При увеличении скорости движения в данном случае можно наблюдать рост максимальных значений коэффициентов и вертикальной и горизонтальной динамики, минимальные значения коэффициентов динамики практически не изменяются, что можно наблюдать на рисунке 4.41.

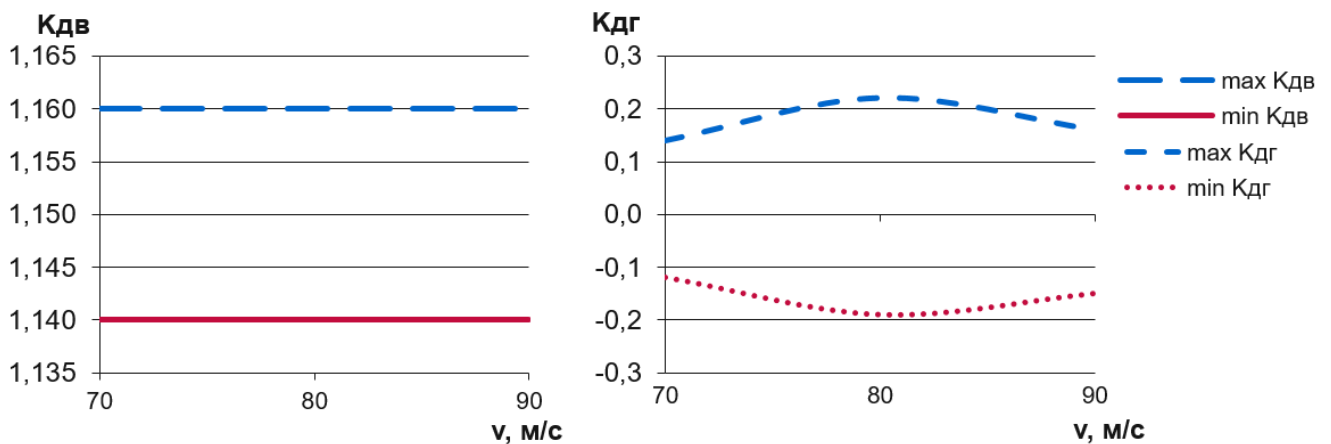


Рисунок 4.41 - Зависимость коэффициентов динамики от скорости движения вагона (возвышение наружного рельса 0 м, плотность груза 528 кг/м³)

При отсутствии возвышения наружного рельса максимальные и минимальные значения коэффициента вертикальной динамики не изменяются, однако при этом на скорости 80 км/ч наблюдается наибольшая разница между значениями коэффициента горизонтальной динамики.

Теперь необходимо исследовать зависимость коэффициентов динамики от плотности. Так как опасные режимы наблюдаются для каждого из вариантов расчета при разной плотности перевозимых грузов, исследование проведено для каждого варианта расчета, обобщенный график изображен на рисунке 4.42.

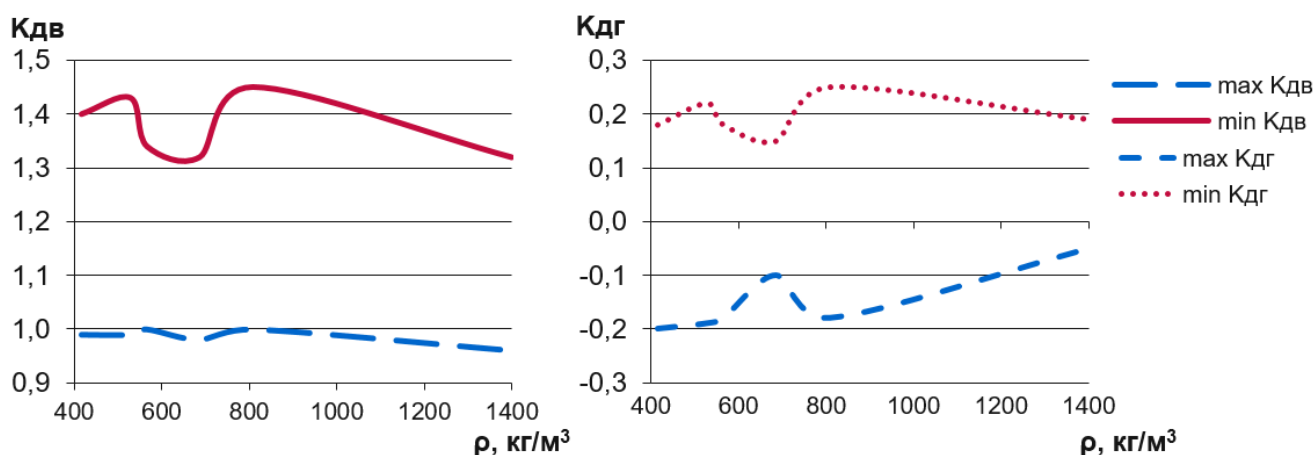


Рисунок 4.42 – Обобщенный график зависимости коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики от плотности груза

По данным рисунка 4.42 видно, что при плотности перевозимого груза 566-686 кг/м³ можно наблюдать снижение разницы между максимальными и минимальными значениями коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики. Выше данные грузы не создавали опасного режима движения при оценке сил реакций в рессорных комплектах.

4.8 Предложения по улучшению норм возвышений наружного рельса и ограничений скоростных режимов в кривых участках пути

В ходе проведенного исследования были рассмотрены три вагона различной конфигурации, предназначенные для перевозки жидких грузов различной

плотности. В данном подразделе приведены обобщенные итоги исследований и предложения по улучшению норм возвышений наружного рельса и ограничения скоростных режимов в кривых участках пути.

На рисунке 4.43 приведена номограмма для груженных вагонов:

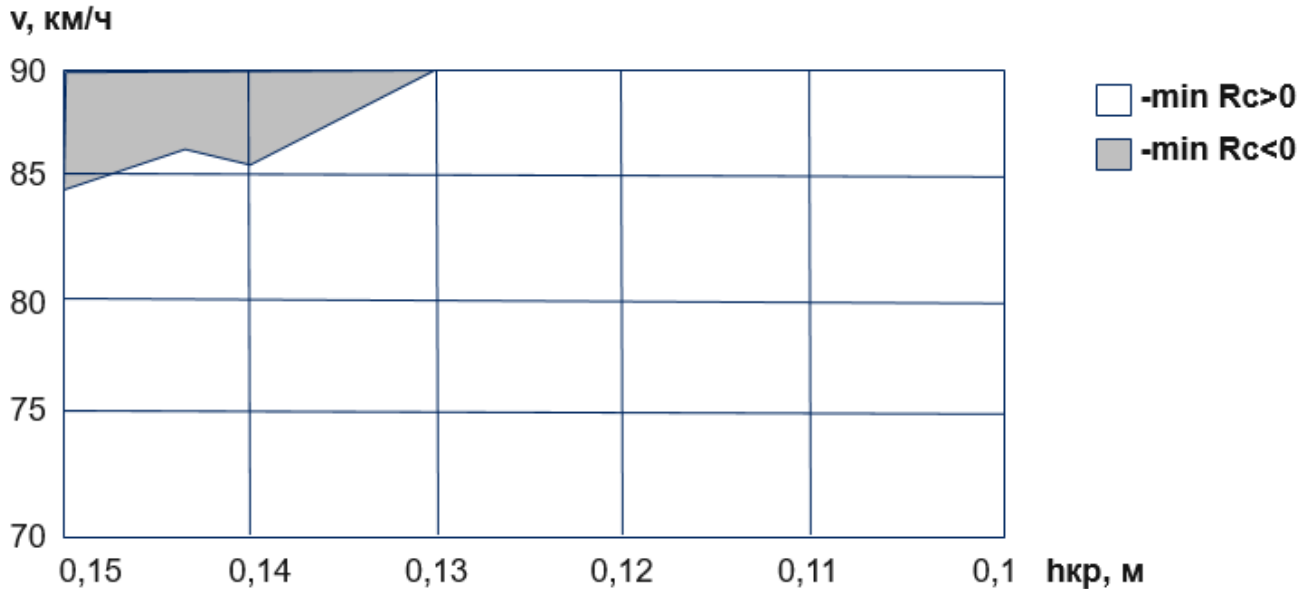


Рисунок 4.43 – Обобщенная номограмма вертикальных реакций рессорных комплектов в зависимости от возвышения наружного рельса и скорости движения

На рисунке 4.43 показаны вертикальные усилия в рессорных комплектах и отмечена недопустимая область по самому опасному варианту расчета. Данная номограмма построена исходя из оценки вертикальных сил и обезгруживания рессорных комплектов. Далее проводится анализ обобщенных результатов с учетом проверки на вкатывание гребня колеса на головку рельса. Обобщенные результаты исследования представлены в виде гистограмм.

На рисунке 4.45 показаны допустимые возвышения наружного рельса, в зависимости от скорости движения вагона, а на рисунке 4.46 показаны допустимые скорости движения в зависимости от возвышения наружного рельса.

Согласно гистограммам, изображенным на рисунках 4.44 и 4.45 можно определить, что безопасными скоростями при текущих скоростных режимах являются скорости до 75 км/ч и возвышения рельса до 0,09 м.

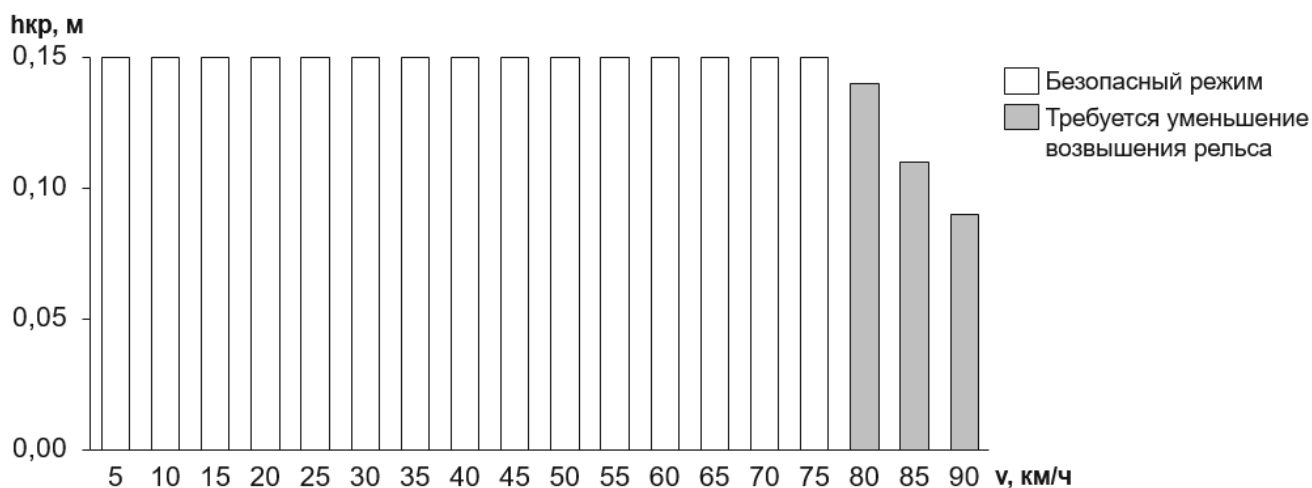


Рисунок 4.44 – Допустимые возвышения наружного рельса в зависимости от скорости движения вагона

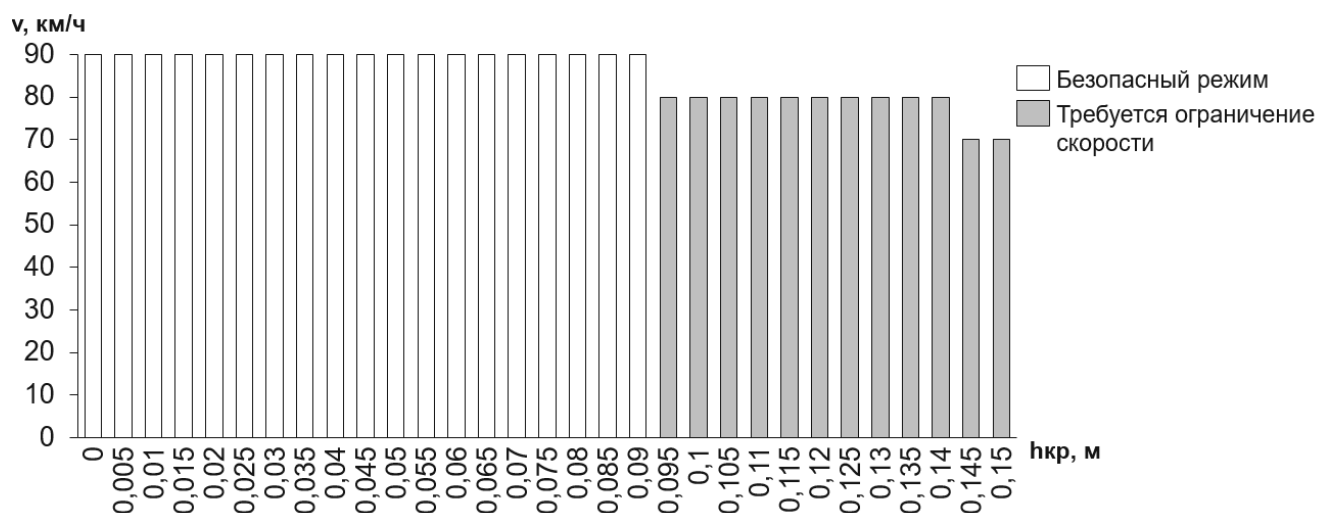


Рисунок 4.45 – Допустимые скорости движения вагона в зависимости от возвышения наружного рельса

Движение порожних вагонов – наиболее опасный режим. Как было указано выше, вагоны массой 27,6-31,6 т могут быть подвержены резонансу, который может привести к сходу вагона с рельсов. Также на порожние вагоны наибольшее влияние оказывает ветровая нагрузка.

В ходе вышеприведённого исследования было определено, что параметры второго варианта расчета были выбраны таким образом, что данный вагон в порожнем виде подвержен сходу в результате резонанса опор. Относительно же первого и третьего вариантов на рисунке 4.46 приведен график безопасного скоростного режима с учетом ветровой нагрузки.

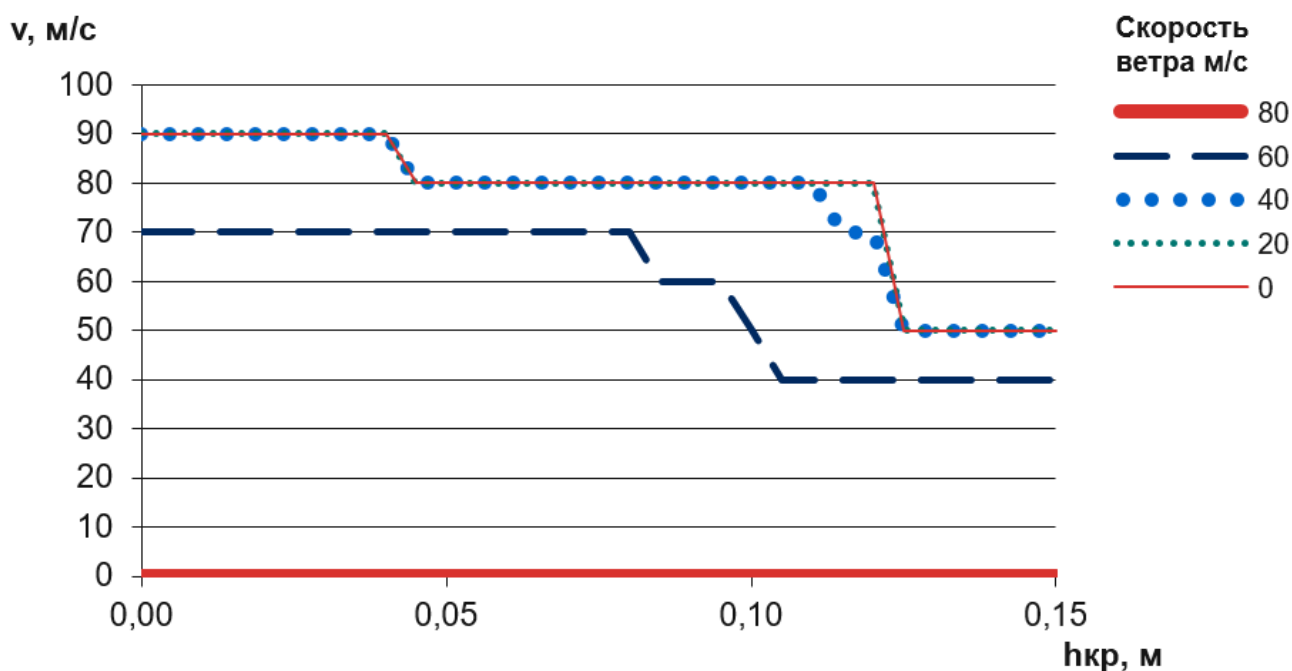


Рисунок 4.46 – Допустимые скорости движения порожних вагонов при разных скоростях ветра и возвышениях наружного рельса

На графике, изображенном на рисунке 4.46 показаны максимально допустимые скорости порожних вагонов при заданной ветровой нагрузки в зависимости от возвышения наружного рельса. Данный график так же, как и в случае с груженными вагонами показывает, что наиболее опасные режимы движения наблюдаются при высоких значениях возвышений наружного рельса и сильной ветровой нагрузке.

Таким образом, для повышения безопасности движения целесообразно уменьшить допустимые скорости движения при больших возвышениях наружного рельса, либо уменьшить возвышения рельса до безопасных значений.

4.9 Выводы по разделу 4

1 Определены исходные данные для исследования. Проведен анализ перевозимых опасных жидких грузов, по результатам которого определены три расчетные плотности. Определены параметры исследуемых цистерн. К расчету так

же приняты три основные конфигурации вагонов, перевозящих опасные жидкие грузы. Составлено уравнение движения по кривому участку пути с учетом возвышения наружного рельса. Движение колеса по переходным участкам рельсовой нити, а также возвышение наружного рельса в целом аппроксимировано гармоническим колебательным процессом.

2 Определен исследуемый наиболее опасный радиус кривой. Составлен график зависимости вертикальных реакций рессорных комплектов от радиуса кривой при движении вагона. Определено, что при уменьшении радиуса увеличивается амплитуда колебаний кузова. Исходя из этого для исследования выбран минимально допустимый радиус для принятых максимальных скоростей движения.

3 Проведено исследование характера колебаний экипажа вагона при движении по кривым участкам пути. Определено, что при входе в кривую, также как и при выходе из нее возможен рост амплитуды колебаний, что может приводить к возникновению опасного режима движения.

4 По принятым расчетным вариантам исследованы критические режимы движения. В расчете учтены силы ветрового воздействия на вагон. Определены моменты схода вагона с рельсов: скорости и возвышения наружного рельса. Также определены параметры вагона и жесткости рессорных комплектов, при которых возможен резонанс опор.

5 Исследованы коэффициенты вертикальной и горизонтальной динамики. По результатам данного исследования определена наиболее безопасная плотность перевозимого груза, при которой разница между крайними значениями данных коэффициентов минимальна.

6 Даны предложения по улучшению норм возвышений наружного рельса и ограничений скоростных режимов в кривых участках пути для груженых и порожних вагонов с учетом колебаний жидкости и ветровой нагрузки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1 Проведен всесторонний анализ исследований, направленных на безопасность движения вагонов, перевозящих опасные жидкие грузы. Анализ исследований позволил установить отсутствие методики, позволяющей моделировать колебания жидкого груза в котле цистерны и учитывать его влияние на общую нагруженность котлов цистерн. Также проведенный анализ исследований, направленных на оценку устойчивости вагона от опрокидывания в кривой, позволил установить неоднозначную оценку научного сообщества по отношению к нормативным критериям оценки устойчивости вагона.

2 На основании уравнений гидродинамики и принципа Даламбера разработана и предложена методика моделирования движения вагона с жидким грузом. Разработанная методика позволит проводить полноценные исследования движения вагона с жидким грузом, как по кривым участкам пути, так и по прямым. Применение данной методики при проектировании вагонов, а также при оценке характеристик эксплуатируемого парка позволит повысить безопасность движения вагонов, перевозящих жидкие опасные грузы с неполным наливом, в частности сжиженные газы. Для реализации разработанной методики на ЭВМ предложен алгоритм.

3 На основании уравнений движения колесной пары по рельсовому пути и закона сохранения энергии разработаны критерии оценки устойчивости вагона от вкатывания гребня колеса на головку рельса и от опрокидывания наружу и во внутрь кривой с учетом ветровой нагрузки и колебаний жидкого груза.

4 В целях оценки достоверности разработанной методики проведено экспериментальное исследование колебаний жидкости в котле цистерны методом модельного эксперимента. Сравнительный анализ параметров колебаний жидкости в котле макета вагона-цистерны с расчетными параметрами колебаний жидкости, полученными с помощью расчетной программы показал, что максимальное расхождение частот колебаний, полученных экспериментальным и

расчетным методами не превышает 16,5 %, а среднее отклонение по амплитуде не превышает 21,9 %, что позволяет использовать разработанную методику для моделирования движения вагона с жидким грузом.

5 Проведен сравнительный анализ разработанного энергетического критерия устойчивости колесной пары от вкатывания гребня колеса на головку рельса с критерием, установленным нормами. Анализ выполнен для вагона, движущегося по прямолинейному участку пути. Определены скорости, при которых может произойти сход вагона с рельсов. Критическая скорость, определенная при помощи энергетического критерия составила 66,34 м/с, что выше скорости, определенной нормативным критерием 47 м/с. Использование энергетического критерия позволяет увеличить расчетный диапазон скоростей при проектировании вагонов.

6 В соответствии с разработанной методикой проведено исследование движения вагонов разной конфигурации, перевозящих жидкие грузы с плотностью от 416 до 1425,7 кг/м³, а также порожних вагонов по криволинейному участку пути с радиусом кривой 700 м. Определены наиболее опасные режимы при движении вагона по криволинейному участку пути. Исследование показало, что амплитуда колебаний кузова вагона увеличивается при выходе вагона из кривой, либо при входе в кривую в том случае, если экипаж близок к положению равновесия, а рессорный комплект, находящийся над рельсом с возвышением, сжимается. Получены зависимости вертикальных реакций рессорных комплектов от уровней возвышения наружного рельса с учетом ветровой нагрузки, оценена опасность опрокидывания вагона в результате обезгруживания одной из сторон вагона.

7 Выполнена оценка устойчивости колесной пары по предложенному энергетическому критерию для опасных режимов движения вагона с учетом ветровой нагрузки. Определены опасные возвышения наружного рельса в зависимости от скорости движения: при скорости 90 км/ч возвышение наружного рельса не должно превышать 0,09 м.

8 Определены опасные скорости движения вагона в зависимости от возвышения наружного рельса: при возвышении наружного рельса 0,15 м скорость

движения не должна превышать 75 км/ч. Определен диапазон значений массы вагона, при которых возможен резонанс: 27600 – 33000 кг при средней вертикальной жесткости рессорных комплектов 570000 Н/м. Исследованы коэффициенты динамики в зависимости от плотности перевозимого груза. Определены наиболее опасные параметры грузов. Грузы с плотностью от 566 до 686 кг/м³ наиболее опасны с точки зрения динамики вагона.

9 Рекомендуется применение разработанных методик и критериев при проектировании вагонов-цистерн, перевозящих опасные грузы с неполным наливом, а также при совершенствовании норм возвышений наружного рельса и ограничений скоростных режимов в кривых участках пути.

10 Перспективами дальнейшей разработки темы является рассмотрение вопроса о влиянии продольных колебаний жидкого груза на поперечную динамику вагона, а также проведение экспериментальных исследований с определением сил давления жидкости на стенки котла цистерны и опытным моделированием аварийных режимов движения вагона по кривому участку пути при различных скоростях и возвышениях наружного рельса.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Borland C++ Builder – программный продукт, инструмент быстрой разработки приложений (RAD), интегрированная среда программирования (IDE), система, используемая программистами для разработки программного обеспечения на языке программирования C++.

CAD – Computer-aided design. Система автоматизированного проектирования.

ЭВМ – Электронно-вычислительная машина.

МКР – Метод конечных разностей.

МКЭ – Метод конечных элементов.

МКО – Метод контрольных объемов.

МГЭ – Метод граничных элементов.

КМГЭ – Комплексный метод граничных элементов.

АН СССР – Академия наук СССР.

СПГ – Сжиженный природный газ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Чугаев, Р. Р. Гидравлика: Учебник для вузов. / Р. Р. Чугаев – 4-е изд., доп. и перераб. – Ленинград: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. – 672 с. – Текст: непосредственный.
- 2 Франк, А. М. Дискретные модели несжимаемой жидкости. / А. М. Франк. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2001 – 224 с. – ISBN 5-9221-0190-0. – Текст: непосредственный.
- 3 Hirt, C. W. A lagrangian method for calculating the dynamics of an incompressible fluid with free surface / C. W. Hirt, J. L. Cook, T. D. Butler – J. Comput. Phys. 1970. V. 5, № 1. – PP.103–124. – Text: direct.
- 4 Ильин, В. П. Методы конечных разностей и конечных объемов для эллиптических уравнений / В. П. Ильин. – Новосибирск: Изд-во ин-та математики, 2000. – 345 с. – ISBN 5-86134-087-0. – Текст: непосредственный.
- 5 Зенкевич, О. С. Метод конечных элементов в технике. / О. С. Зенкевич. – Москва: Мир, 1975. – 541 с. – ISBN 978-5-458-37610-5. – Текст: непосредственный.
- 6 Коннор, Дж. Метод конечных элементов в механике жидкости. / Дж. Коннор, К. Бреббиа. – Ленинград: Судостроение, 1979. – 264 с. – ISBN 5-93208-119-8. – Текст: непосредственный.
- 7 Ершов, Н. Ф., Шахверди Г. Г. Метод конечных элементов в задачах гидродинамики и гидроупругости. / Н. Ф. Ершов, Г. Г. Шахверди. – Ленинград: Судостроение, 1984. – 240 с. – Текст: непосредственный.
- 8 Жуковский, Н. Е. О движении твердого тела, имеющего полости, наполненные однородной капельной жидкостью. / Н. Е. Жуковский. – Полное Собр. соч. – Том 2. – Москва - Ленинград: ГНТИ, 1931. – 136 с. – Текст: непосредственный.

9 Павленко, Г. Е. Колебание жидкости в движущихся цистернах / Г. Е. Павленко. // Изв. АН СССР. VII серия. Отделение математических и естественных наук. – 1932. – № 1. – С. 21-37. – Текст: непосредственный.

10 Микишев, Г. Н. Динамика твердого тела с полостями, частично заполненными жидкостью. / Г. Н. Микишев, Б. И. Рабинович. – Москва: Машиностроение, 1968. – 540 с. – Текст: непосредственный.

11 Микишев, Г. Н. Динамика тонкостенных конструкций с отсеками, содержащими жидкость / Г. Н. Микишев, Б. И. Рабинович. – Москва: Машиностроение, 1969. – 298 с. – Текст: непосредственный.

12 Моисеев, Н. Н. Численные методы расчета собственных частот колебаний ограниченного объема жидкости. / Н. Н. Моисеев, А. А. Петров. – Москва: Вычислительный центр АН СССР, 1966. – 269 с. – Текст: непосредственный.

13 Моисеев, Н. Н. Динамика тел с полостями, содержащими жидкость / Н. Н. Моисеев, В. В. Румянцев. – Москва: Наука, 1965. – 440 с. – Текст: непосредственный.

14 Моисеев, Н. Н. Избранные труды в 2-х томах. – Т.1. Гидродинамика и механика. Оптимизация, исследование операций и теория управления. / Н. Н. Моисеев. – Москва: Тайдекс Ко, 2003. – 376 с. – ISBN 5-94702-016-5 – Текст: непосредственный.

15 Михлин, С. Г. Вариационные методы в математической физике. / С. Г. Михлин. – Москва: Наука, 1970. – 512 с. – Текст: непосредственный.

16 Бороненко, Ю. П. Исследование субгармонических колебаний жидкого груза в цистерне / Ю. П. Бороненко. // Труды Ленингр. ин – та инж. трансп. – Вып. 417. – 1977. – С. 21-27. – Текст: непосредственный.

17 Лимарченко, О. С. Нелинейная динамика конструкций с жидкостью. / О. С. Лимарченко, В. В. Ясинский. – Киев: НТТУ «КПИ», 1997. – 348 с. – ISBN 5-7763-4597-9. – Текст: непосредственный.

18 Нариманов, Г. С. О движении сосуда, частично заполненного жидкостью, учет немалости движения последней / Г. С. Нариманов. // Прикладная

математика и механика. – 1957. – Т.21, Вып.4 – С. 513-524. – Текст: непосредственный.

19 Нариманов, Г. С. О колебаниях жидкости в подвижных полостях / Г. С. Нариманов. // Изв. АН СССР: ОТН. – 1957. – № 10. – С. 71-74. – Текст: непосредственный.

20 Луковский, И. А. Сравнительный анализ двух вариационных моделей в нелинейной теории относительного движения жидкости / И.А. Луковский, Г. Ф. Золотенко, А.М. Пилькевич. // Прикладна гідромеханіка. – 2003. – Т.5 (77), № 4. – С. 12-43. – Текст: непосредственный.

21 Луковский, И. А. Исследование нелинейных колебаний жидкости в сосуде, имеющем форму тела вращения / И. А. Луковский. // Математическая физика: Республиканский межведомственный сборник. – Киев: Наукова думка, 1971. – Вып. 9. – С. 57-72. – Текст: непосредственный.

22 Луковский, И. А. Исследование нелинейных колебаний жидкости в подвижных конических сосудах / И. А. Луковский. // Математическая физика: Республиканский межведомственный сборник. – Киев: Наукова думка, 1971. – Вып. 10. – С. 70-79. – Текст: непосредственный.

23 Моисеев, Г. А. Некоторые вопросы делинеаризации в динамике сложных колебательных систем / Моисеев Г. А. // Прикладная механика. – 1972. – Т. 8, вып. 11. – С. 88-96. – Текст: непосредственный.

24 Bauer, H. F. Nonlinear mechanical model for the description of propellant sloshing / H. F. Bauer. // AIAA Journal. – 1966. – Vol. 4, № 9. – PP. 1662-1668. . – Text: direct.

25 Miles, J. W. Stability of forced oscillations of a spherical pendulum. // J. W. Miles. Quart of Appl. Math. – 1962. – Vol.20, № 1. – PP. 21-32. – Text: direct.

26 Докучаев, Л. В. Механическая модель осесимметричного тела с жидкостью, совершающего нелинейные движения / Л. В. Докучаев. // Изв. АН СССР: Механика твердого тела. – 1976. – № 2. – С. 25-29. – Текст: непосредственный.

27 Губська, В. Динаміка резервуара з рідиною з вільною поверхнею при обмеженні руху пружним закріпленням / В. Губська. // Вісник Київського національного університету імені Тараса Шевченка. Математика. Механіка. – 2011. – № 26. – С. 4-7. – Текст: непосредственный.

28 Черноусько, Ф. Л. Движение твердого тела с полостями, заполненными вязкой жидкостью при малых числах Рейнольдса. / Ф. Л. Черноусько. // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1965. – Т. 5, № 6. – С. 1049-1070. – Текст: непосредственный.

29 Галкин, М. С. Определение форм колебаний жидкости в произвольных сосудах методом аналитического продолжения / М. С. Галкин, И. П. Жмурин. // Колебания упругих конструкций с жидкостью. – Новосибирск: Новосиб. электротехнич. ин-т, 1973. – С. 30-32. – Текст: непосредственный.

30 Колин, И. В. Решение задачи о колебаниях жидкости в полостях вращения методом прямых / И. В. Колин, В. Н. Суков. // Ученые записки Центрального аэрогидродинамического института. – 1970. – Т.1, № 3. – С. 72-81. – Текст: непосредственный.

31 Слезкин, Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости / Н.А. Слезкин, – Москва: Гос. изд-во технико-теоретической литературы, 1955. – 521 с. – Текст: непосредственный.

32 Белоцерковский, О. М. Методы крупных частиц в газовой динамике / О. М. Белоцерковский, Ю. М. Давыдов. – Москва: Наука, 1974. – 400 с. – Текст: непосредственный.

33 Черноусько, Ф. Л. Движение твердого тела с полостями, содержащими вязкую жидкость / Ф. Л. Черноусько, – Москва: Вычислительный центр АН СССР, 1968. – 232 с. – Текст: непосредственный.

34 Треногин, В. А. Развитие и приложения асимптотического метода Люстерника – Вишика / В. А. Треногин. // Успехи математических наук. – 1970. – Т. XXV, вып. 4 (154). – С. 123-156. – Текст: непосредственный.

35 Моисеев, Н. Н. О краевых задачах для линеаризованных уравнений Навье – Стокса в случае, когда вязкость мала / Н. Н. Моисеев. // Журнал

вычислительной математики и математической физики. – 1961. – Том 1, № 3. – С. 548-550. – Текст: непосредственный.

36 Багаева, Н. Я. Три задачи о колебании вязкой жидкости / Н. Я. Багаева, Н.Н. Моисеев. // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1964. – Т. 4, № 2. – С. 317-326. – Текст: непосредственный.

37 Крейн, С. Г. О колебаниях вязкой жидкости в сосуде / С. Г. Крейн. – Текст: непосредственный. // Докл. АН СССР. – 1964. – Т. 159, № 2 – С. 262-265.

38 Березин, И. К., Левина Г. В. Методы расчета течений со свободными границами (обзор) / И. К. Березин, Г. В. Левина. // Реологич. свойства полимерных систем. Свердловск: Ин-т матем. и механ. АН СССР. – 1979. – С. 20-28. – Текст: непосредственный.

39 Белоцерковский, О. М. Методы крупных частиц в газовой динамике / О. М. Белоцерковский, Ю. М. Давыдов. – Москва: Наука, 1974. – 400 с. – Текст: непосредственный.

40 Hirt, C. W. An arbitrary lagrangian – eulerian computing method for all flow speeds. / C. W. Hirt, A. A. Amsden, J. L. Cook. // J. Comput. Phys. – 1974. – V.14, № 3. – PP. – С. 227-253. – Text: direct.

41 Белоцерковский, О.М. Метод расщепления для исследования течений стратифицированной жидкости со свободной поверхностью / О.М. Белоцерковский, В. А. Гущин, В. Н. Коньшин. // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1987. – Т. 27, № 4, 9. – С. 594-609. – Текст: непосредственный.

42 Бреббия, К. Методы граничных элементов / К. Бреббия, Ж. Теллес, Л. Вроубел. – Москва: Мир, 1987. – 524 с. – Текст: непосредственный.

43 Громадка, Т. Комплексный метод граничных элементов / Т. Громадка, Ч. Лей. – Москва: Мир, 1990. – 304 с. – Текст: непосредственный.

44 Хомяков, А. Н. Метод граничных элементов повышенной точности в задачах гидродинамики идеальной несжимаемой жидкости / А. Н. Хомяков. // Вычислительные методы и программирование. – Т.9. – 2008. – С. 401-404. – Текст: непосредственный.

45 Алиев, А. В. Применение метода сглаженных частиц для решения задач физической газовой динамики / А. В. Алиев. // Вычислительные методы и программирование. – Т.9. – 2008. – С. 40-47. – Текст: непосредственный.

46 Monaghan, J. J. Simulating free surface flows with SPH. / J. J. Monaghan // Journal of Computational Physics. 1994 – Volume 110, № 2. – PP. 399-406. – Text: direct.

47 Ata, R. A stabilized SPH method for inviscid shallow water flows. / R. Ata, A. Soulaïmani // Intern. Journal for Numerical Methods in Fluids. – Volume 47, 2005 – PP. 139-159. – Text: direct.

48 Франк, А. М. Дискретные модели несжимаемой жидкости. / А. М. Франк. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 224 с. – Текст: непосредственный.

49 Рейн, Т. С. Численное моделирование движения вязкой несжимаемой жидкости со свободными границами обобщенным методом естественных соседей: специальность 05.13.18: «Теоретические основы математического моделирования, численные методы и комплексы программ» / диссертация на соискание учёной степени кандидата физико-математических наук / Рейн Татьяна Сергеевна; КГУ. – Кемерово, 2008. – 181 с. – Текст: непосредственный.

50 Карабцев, С. Н. Метод естественных соседей для решения задач идеальной несжимаемой жидкости со свободными границами: специальность 05.13.18: «Теоретические основы математического моделирования, численные методы и комплексы программ» / автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата физико-математических наук / Карабцев Сергей Николаевич; КГУ. – Кемерово, 2008. – 19 с. – Текст: непосредственный.

51 Шеретов, Ю. В. Теорема о диссипации энергии и точные решения системы квазигидродинамических уравнений / Ю. В. Шеретов. // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1994. – Т. 34, № 3. – С. 483-491. – Текст: непосредственный.

52 Шеретов, Ю. В. О единственности решений одной диссипативной системы гидродинамического типа / Ю. В. Шеретов // Математическое моделирование. – 1994. – Т.6, № 10. – С. 35-45. – Текст: непосредственный.

53 Елизарова, Т. Г. Квазигазодинамические уравнения и методы расчета вязких течений. Лекции по математическим моделям и численным методам в динамике газа и жидкости. / Т. Г. Елизарова – Москва: Научный Мир, 2007. – 350 с. – Текст: непосредственный.

54 Елизарова, Т. Г. Теоретическое и численное исследование квазигазодинамических и квазигидродинамических уравнений / Т. Г. Елизарова, Ю. В. Шеретов. // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 2001. – Т. 41, № 2. – С. 239-255. – Текст: непосредственный.

55 Жериков, А. В. Применение квазигидродинамических уравнений для математического моделирования течений вязкой несжимаемой жидкости: специальность 05.13.18: «Теоретические основы математического моделирования, численные методы и комплексы программ» / автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата физико-математических наук / Жериков Андрей Валерьевич; МГУ. – Москва: 2009. – 12 с. – Текст: непосредственный.

56 Елизарова, Т. Г. Численное решение квазигидродинамических уравнений на неструктурированных треугольных сетках / Т.Г. Елизарова, Ю.В. Шеретов, И. С. Калачинская. // Компьютерные исследования и моделирование. – 2009. – Т. 1, № 2. – С.181-188. – Текст: непосредственный.

57 Эглит, М. Э. Неустановившееся движения в руслах и на склонах / М. Э. Эглит. – Москва: Изд-во Моск. ун-та, 1986. – 96 с. – Текст: непосредственный.

58 Петросян, А. С. Дополнительные главы гидродинамики тяжелой жидкости со свободной границей / А. С. Петросян. – Москва: ИКИ РАН, 2010. – 127 с. – ISSN 2075-6836 – Текст: непосредственный.

59 Ландау, Л. Д. Теоретическая физика: Учебное пособие. В 10 т. Т.VI. Гидродинамика / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – 3-е изд., перераб. – Москва: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 736 с. – Текст: непосредственный.

60 Стокер, Дж. Волны на воде. Математическая теория и приложения / Дж. Стокер. – Москва: Изд. иностр. литературы, 1959. – 617 с. – Текст: непосредственный.

61 Куликовский, А. Г. Математические вопросы численного решения гиперболических систем уравнений / А. Г. Куликовский, Н. В. Погорелов, А. Ю. Семенов. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 608 с. – ISBN 5-922101-94-3. – Текст: непосредственный.

62 Елизарова, Т. Г. Численный алгоритм решения регуляризованных уравнений мелкой воды на неструктурированных сетках / Т. Г. Елизарова, О. В. Булатов. // Препринты ИПМ им. М. В. Келдыша. – 2014. – № 21. – 27 с. – Текст: электронный. / URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2014-21>.

63 Елизарова, Т. Г. Моделирование одномерных течений мелкой воды на основе регуляризованных уравнений / Т. Г. Елизарова, А. А. Злотник, О. В. Никитина // Препринты ИПМ им. М. В. Келдыша. – 2011. – № 33 – 36 с. – Текст: электронный. / URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2011-33>.

64 Богомолов, С. В. Моделирование волн на мелкой воде методом частиц / С. В. Богомолов, Е. В. Захаров, С. В. Зеркаль // Математическое моделирование. – 2002. – Т. 14, № 3 – С. 103-116. – Текст: непосредственный

65 Эльсгольц, Л. Э. Дифференциальные уравнения: Учебник. / Л. Э. Эльсгольц. – Изд. 7-е. – Москва: Издательство ЛКИ, 2008. – 320 с. Текст: непосредственный.

66 Красников, А. В. Экспериментальное исследование продольных колебаний жидкости в горизонтально расположенной цилиндрической емкости / А. В. Красников. // Исследования по динамике рельсовых экипажей: (19-й выпуск трудов семинара по механике): Труды ДИИТа. – Днепропетровск, 1973. – Вып. 152. – С. 95-97 – Текст: непосредственный.

67 Биличенко, Ю. Н. Исследования динамических процессов при колебаниях жидкости в баках / Ю. Н. Биличенко, Г. И. Богомаз. // Нагруженность и надежность механических систем: Сб. научн. трудов АН УССР. – Киев, 1987. – С. 67-70. – Текст: непосредственный.

68 Богомаз, Г. И. Колебания жидкости в баках (методы и результаты экспериментальных исследований) / Г. И. Богомаз, С. А. Сирота.

– Днепропетровск: НАН Украины и НКА Украины, Институт технической механики, 2002. – 306 с. – Текст: непосредственный.

69 Богомаз, Г. И. Пространственные колебания четырехосной цистерны с жидким грузом / Г. И. Богомаз, Л. М. Коротенко, Ю. П. Кривовязюк. // Нагруженность и надежность механических систем: Сб. научн. трудов АН УССР. – Киев, 1987. – С. 60-66. – Текст: непосредственный.

70 Khezzar, L. Water Sloshing in Rectangular Tanks – An Experimental Investigation & Numerical Simulation. / L. Khezzar, A.C. Seibi, A. Goharzadeh. // International Journal of Engineering (IJE). – 2009. – Vol. 3, Issue 2. – PP. 174-184. – Text: direct.

71 Вершинский, С. В. Динамика вагона. / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусидов. – Москва: Транспорт, 1991. – 360 с. – ISBN 5-277-00917-5. – Текст: непосредственный.

72 Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – Москва: ВНИИЖТ – ВНИИВ, 1997. – 317 с. – Текст: непосредственный.

73 Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – Москва: ВНИИЖТ – ВНИИВ, 1983. – 260 с. – Текст: непосредственный.

74 Вериги, М. Ф. Об устойчивости движения колеса при вкатывании его на рельс / М. Ф. Вериги, А. Я. Коган. // Вестник ВНИИЖТ. – 1965. – № 4. – С. 25–32. – Текст: непосредственный.

75 Шахунянц, Г. М. Железнодорожный путь: учеб. для ВУЗов ж-д трансп. / Г. М. Шахунянц. – Москва: Транспорт, 1987. – 479 с. – Текст: непосредственный.

76 Расчеты и проектирование железнодорожного пути: учеб. пособие для студентов вузов ж.-д.трансп. / В. В. Виноградов, А. М. Никонов, Т. Г. Яковлев и [и др.]. – Москва: Маршрут, 2003. – 486 с. – ISBN 5-89035-112-5. – Текст: непосредственный.

77 Вершинский, С. В. Динамика вагона: учеб. для вузов ж-д трансп. / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, И. И. Челноков. – 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Транспорт, 1978. – 352 с. – Текст: непосредственный.

78 Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути. утв. Распоряжением от 14 ноября 2016г. № 2288р. – 236 с. – Текст: непосредственный.

79 Козлов, М. П. К вопросу об устойчивости вагона от опрокидывания. / М. П. Козлов, К. С. Зверева. // Сборник статей международной научно-методической интернет-конференции «Инновационные технологии в науке, транспорте и технике» (19-20 июня 2018 года) – С. 309-314. – Текст: непосредственный.

80 Newton, I. Mathematical Principles of Natural Philosophy / I. Newton. – London: Benjamin Motte, 1729. Vol. 1, 419 p. – Text: direct.

81 Newton, I. Mathematical Principles of Natural Philosophy / I. Newton. – London: Benjamin Motte, 1729. Vol. 2, 547 p. – Text: direct.

82 Euler, L. *Mechanica, sive Motus scientia analytice exposita.* / L. Euler – Petropoli [St. Petersburg] : Ex Typographia Academiae Scientiarum, 1736. Vol. 1 – 544 p. – Text: direct.

83 Euler, L. *Mechanica, sive Motus scientia analytice exposita.* / L. Euler – Petropoli [St. Petersburg] : Ex Typographia Academiae Scientiarum, 1736. Vol. 2 – 554 p. – Text: direct.

84 Эйлер, Л. Основы динамики точки / Л. Эйлер, – Москва – Ленинград: ОНТИ, 1938 – 500 с. – Текст: непосредственный.

85 Даламбер, Ж. Л. Динамика: Классики естествознания. / Ж. Л. Даламбер – 2-е изд.,– Ленинград: Гостехиздат, 1950. – 347 с. – Текст: непосредственный.

86 Лагранж, Ж. Л. Аналитическая механика. / Ж. Л. Лагранж. – Москва – Ленинград: ГИТТЛ, 1950. – 594 с. – Текст: непосредственный.

87 Горьков, П. И. Динамическое действие колеблющейся жидкости на цистерны при неполном наливе / П. И. Горьков // Изв. АН СССР, ОТН. – Москва, 1954. – № 2 – С. 14-24. – Текст: непосредственный.

88 Филатов, А. Н. О динамическом действии жидкости на цистерну при произвольном продольном ускорении / А. Н. Филатов // Труды института математики и механики АН УзССР. – Ташкент, 1957 – Вып. 21 – С. 107-111. – Текст: непосредственный.

89 Шевченко, П. В. Исследование напряжений в стенках котлов цистерн от гидравлического удара / П. В. Шевченко // Труды Харьковского ин-та инженеров ж-д транспорта. – Харьков, 1945. – С. 28-31. – Текст: непосредственный.

90 Гопак, К.И. Гидравлический удар в железнодорожной цистерне / К. И. Гопак, В. И. Перехрест. // Гидромеханика и теория упругости. – ДИИТ. – Днепропетровск, 1966. – С. 18-23. – Текст: непосредственный.

91 Гопак, К.И. Колебания цилиндрической цистерны, частично заполненной жидкостью / К. И. Гопак, В. И. Перехрест // Гидроаэродинамика – ХИИТ. – Харьков, 1966 – С. 75-78. – Текст: непосредственный.

92 Черкашин, Ю. М. Динамика наливного поезда / Ю. М. Черкашин. – Москва: Транспорт, 1975 – 136 с. – Текст: непосредственный.

93 Мышков, В. Г. Разработка методов оценки динамических напряжений котла цистерны с учётом влияния жидкости: специальность 05.05.01: «Локомотивы (электровозы, тепловозы, газотурбовозы) и вагоны» / диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук / Мышков Валентин Георгиевич; МИИТ. – Москва, 1984. – 135 с. – Текст: непосредственный.

94 Соколов, М.М. Исследование колебаний жидких грузов в вагонах методом конечных элементов / М. М. Соколов, О. Н. Петров, Ю. П. Бороненко. // Проблемы механики железнодорожного транспорта. Повышение надежности и совершенствование конструкций подвижного состава: Тезисы докладов Всесоюзной конференции / ДИИТ. – Днепропетровск, 1984. – С. 45-46. – Текст: непосредственный.

95 Исследование собственных поперечных колебаний жидкости в котле цистерны в зависимости от уровня ее заполнения / М. Ф. Вериго, А. А. Львов, Ю. С. Ромен, А. Н. Захаров. // Труды ВНИИЖТ. – Москва, 1967. – Вып. 347. – Текст: непосредственный.

96 Долматов, А. А., Динамика и прочность четырехосных железнодорожных цистерн / А. А. Долматов, Н. Н. Кудрявцев // Труды ВНИИЖТ. – Москва, 1963. – Вып. 263. – С. 124. – Текст: непосредственный.

97 Черкашин Ю.М. Исследование динамики цистерны с учетом колебаний жидкости: специальность: 05.182 / автореферат диссертации на соискание учёной степени кандидата технических наук / Черкашин Юрий Михайлович; ВНИИЖТ. – Москва, 1971. – 22 с. – Текст: непосредственный.

98 Соколов, М.М. Вынужденные колебания механической системы с жидкостными элементами / М. М. Соколов, Ю. П. Бороненко // Труды ЛИИЖТа. – Ленинград, 1973. – Вып. 363: Динамика вагонов. – С. 89-94. – Текст: непосредственный.

99 Bogomaz, G.I. Mathematical Modelling of Vibrations and Loading of Railway Tanks Taking into Account the Liquid Cargo Mobility / G. I. Bogomaz, O. M. Markova, Yu. G. Chernomashentseva. // Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. – 1998. – Vol. 30, Issue 3-4. – P. 285-294. –Text: direct

100 Беспалько, С. В. К вопросу о моделировании продольных колебаний цистерны, частично заполненной жидкостью / С. В. Беспалько // Вестник ВНИИЖТ. – 1999. – № 4 – С. 35-40. – Текст: непосредственный.

101 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 учёной степени доктора технических наук / Беспалько Сергей Валерьевич; МГУПС (МИИТ). – Москва, 2000 – 427 с. – Текст: непосредственный.

102 Богачев В.И. Моделирование процесса развития внутреннего давления в котле цистерны и напряженного состояния днища при маневровом соударении: специальность 05.22.07: «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» / диссертация на соискание учёной степени кандидата

технических наук / Богачев Вячеслав Иванович; МГУПС (МИИТ). – Москва, 2014. – 173 с. – Текст: непосредственный.

103 Лазарян, В. А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания / В. А. Лазарян. – Москва: Транспорт, 1964 – 256 с. – Текст: непосредственный.

104 Лазарян В. А. Устойчивость движения рельсовых экипажей / В. А. Лазарян, Л. А. Длугач, М. Л. Коротенко. – АН УССР. Днепропетр. Отд-ние Ин-та механики. – Киев: Наукова думка, 1972. – 197 с. – Текст: непосредственный.

105 Лысюк, В. С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов / В. С. Лысюк; 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Транспорт, 2002. – 215 с. – Текст: непосредственный.

106 Петров, А. Г. Моделирование силовых связей при движении и сходе колесной пары вагона с учетом качения, подкальзывания и скольжения гребней колес по боковым граням головок рельсов / А. Г. Петров, С. Л. Юрковский. // Транспорт Урала. – 2008. – № 3 (18) – С. 46-50. – Текст: непосредственный.

107 Методика компьютерной оценки безопасности движения подвижного состава: [утверждена МПС РФ] / В. Д. Хусидов, Ю. С. Ромен, Г. И. Петров, А. Н. Шамаков [и др.]. – Москва: МПС РФ, 1999. – 23 с. – Текст: непосредственный.

108 Динамика грузового вагона, пути снижения износов колес и предотвращения сходов/ В. Г. Иноземцев, Г. И. Петров, В. Д. Хусидов, А.А. Хохлов, В.В. Хусидов; под ред. А.А. Хохлова. – Москва: РГОТУПС, 2000. – Текст: непосредственный.

109 Хусидов, В. В. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ –ЦНИИ / В. В. Хусидов, Г. И. Петров, А. А. Хохлов. / Под ред. А. А. Хохлова. – Москва: МИИТ, 2001. –163 с. – Текст: непосредственный.

110 Жуковский, Н. Е. Трение бандажей железнодорожных колес с рельсами / Н. Е. Жуковский.– ГТТИ. – Собр. сочинений. – 1949. – Т.VII. – С. 426-478. – Текст: непосредственный.

111 Вериго, М. Ф. Имитационное моделирование сил взаимодействия экипажа и пути / М. Ф. Вериго, Г. И. Петров, В. В. Хусидов. // Бюллетень ОСЖД. – Варшава: ОСЖД – 1995. – № 6/93 (212). – С. 3-8. – Текст: непосредственный.

112 Петров, А. Г. Исследование влияния отступлений в содержании ходовых частей грузовых вагонов на безопасность движения / А. Г. Петров, С. Л. Юрковский. // Транспорт Урала. – 2008. – № 4 (19) – С. 34-39. – Текст: непосредственный.

113 Смольянинов, А. В. Оценка устойчивости движения грузовых вагонов, оборудованных боковыми опорами / А. В. Смольянинов, А. Н. Давыдов. // Транспорт Урала. – 2011. – № 4 (31). – С. 45-47. – Текст: непосредственный.

114 Давыдов, А. Н. Выбор параметров боковых опор кузова и их влияние на ходовые качества грузовых вагонов: специальность 05.22.07: «Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация» / автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Давыдов Алексей Николаевич; УрГУПС. – Екатеринбург, 2010. – 20 с. – Текст: непосредственный.

115 Козлов, П. В. Влияние подвижности груза на запас устойчивости от опрокидывания вагона-платформы сочлененного типа / П. В. Козлов. // Транспорт Урала. – 2012. – № 2 (33). – С. 44-49. – Текст: непосредственный.

116 Коссов, В. С. Факторы устойчивости порожних вагонов / В. С. Коссов, В. В. Березин, В. А. Быков. // Мир транспорта. – 2012. – № 2. – С. 168-177. – Текст: непосредственный.

117 К вопросу обеспечения безопасности движения вагонов с увеличенной высотой центра тяжести / А. В. Смольянинов, В. Н. Филиппов, И. В. Козлов, Я. Д. Подлесников. // Транспорт Урала. – 2014. – № 2 (41). – С. 39-43. – Текст: непосредственный.

118 Громаков М. С. Моделирование колебаний жидкого груза в котле цистерны / М. С. Громаков. // Безопасность транспорта и сложных технических систем глазами молодежи: материалы Всероссийской молодежной научно-практической конференции. – 2018. – С.50-53. – Текст: непосредственный.

119 Громаков М. С. Математическая модель колебаний жидкого груза в котле цистерны при боковом оттоке / М. С. Громаков. // Современные проблемы железнодорожного транспорта. Сборник трудов по результатам международной

интернет-конференции. В 2-х томах. Под общей редакцией К. А. Сергеева. – 2019. – С. 268-273. – Текст: непосредственный.

120 Громаков М. С. Колебания бокового отхода цистерны с учетом динамики жидкого груза / М. С. Громаков, С. В. Беспалько, К. А. Сергеев, Д. Ю. Карев. // Наука и техника транспорта. – 2020. – № 2 – С. 13-21. – Текст: непосредственный.

121 Громаков М. С. Моделирование движения вагона с жидким грузом по кривому участку пути / М. С. Громаков. // Современные проблемы железнодорожного транспорта. Сборник трудов по результатам международной интернет-конференции. Под общей редакцией К. А. Сергеева. – 2020. – С. 155-159. – Текст: непосредственный.

122 Gromakov M.S. Estimation of the stability of the climb-on of a wheel by the energy method / M. S. Gromakov, S. V. Besspalco, A. A. Tarmaev. // International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies. – FarEastCon. – 2020. – С. 927-1470. – Текст: непосредственный.

123 Громаков М. С. Энергетический критерий для оценки запаса устойчивости колеса от вкатывания гребня на головку рельса при движении колесной пары по прямому участку пути / М. С. Громаков, А. А. Тармаев, С.В. Беспалько. // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2021. – № 1. – С. 104-111. – Текст: непосредственный.

124 Громаков М. С. Моделирование поперечных колебаний жидкости в цистерне с применением модельного эксперимента / М. С. Громаков, С. В. Беспалько, Н. А. Корниенко. // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. – 2021. – № 5 – С. 8-15. – Текст: непосредственный.

125 Громаков М. С. Оценка сил давления жидкости на боковую стенку котла цистерны при поперечных колебаниях кузова / М. С. Громаков, С. В. Беспалько, О. И. Мироненко, А. В. Зяблов // Наука и техника транспорта. – 2020. – № 2. – С. 13-21. – Текст: непосредственный.

126 Котуранов, В. Н. Технологическая последовательность экспертных оценок рабочих качеств универсального грузового вагона (на примере цистерны 15-1443) / В. Н. Котуранов, М. П. Козлов; Учебное пособие. – Москва: МИИТ, 2013. – 147 с. – Текст: непосредственный.

127 Распоряжение ОАО «РЖД» от 08.11.2016 № 2240р (ред. от 23.08.2018) «О нормах допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям колеи 1520 (1524) мм». – 186 с. – Текст: непосредственный.

Алгоритмы программы расчета

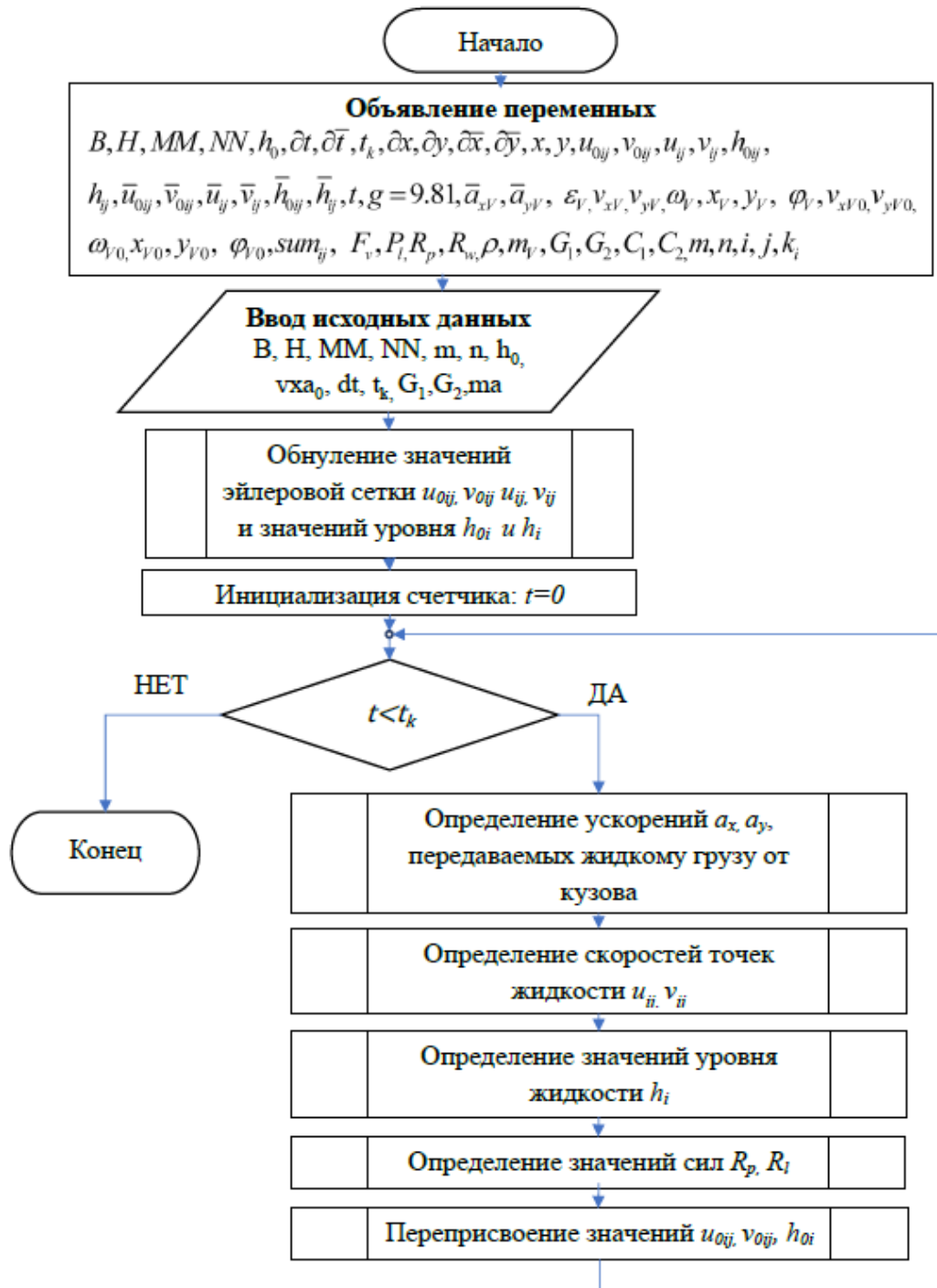


Рисунок А.1 - Алгоритм главного цикла программы

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

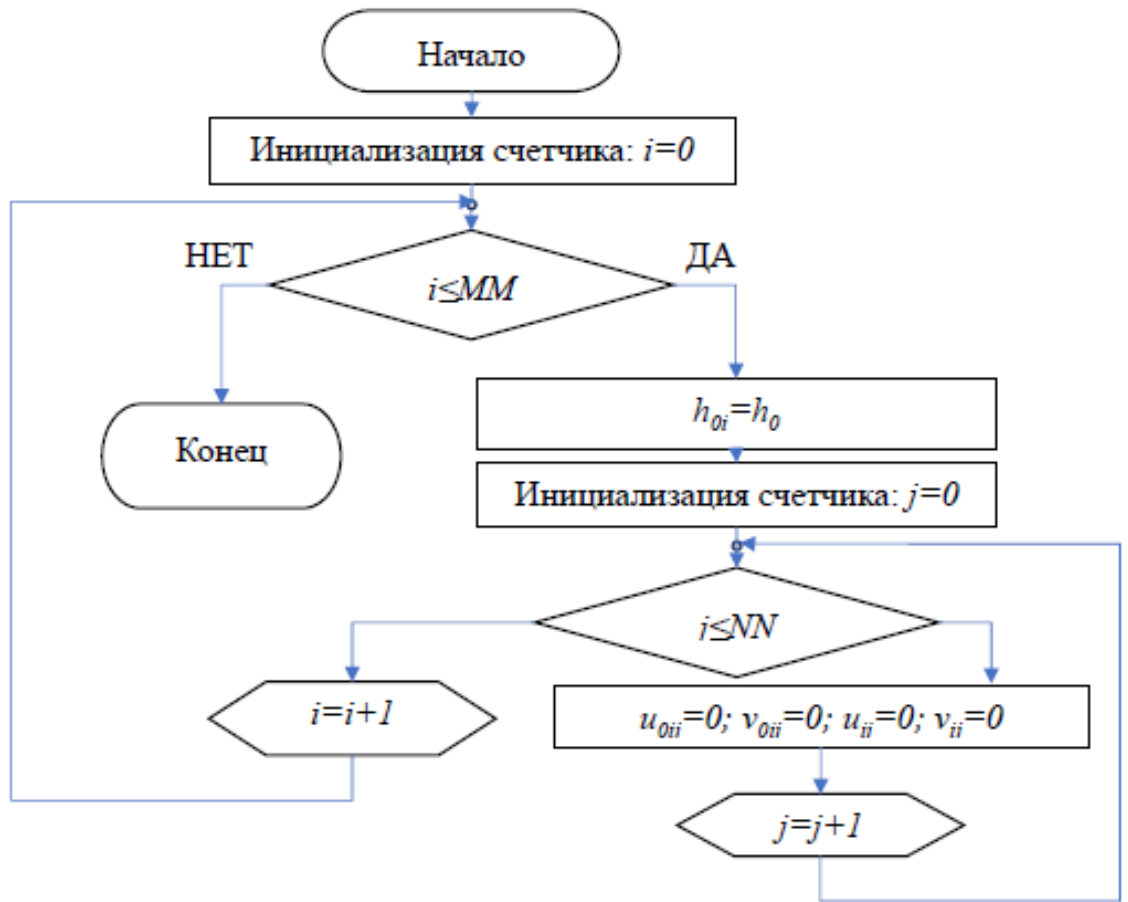
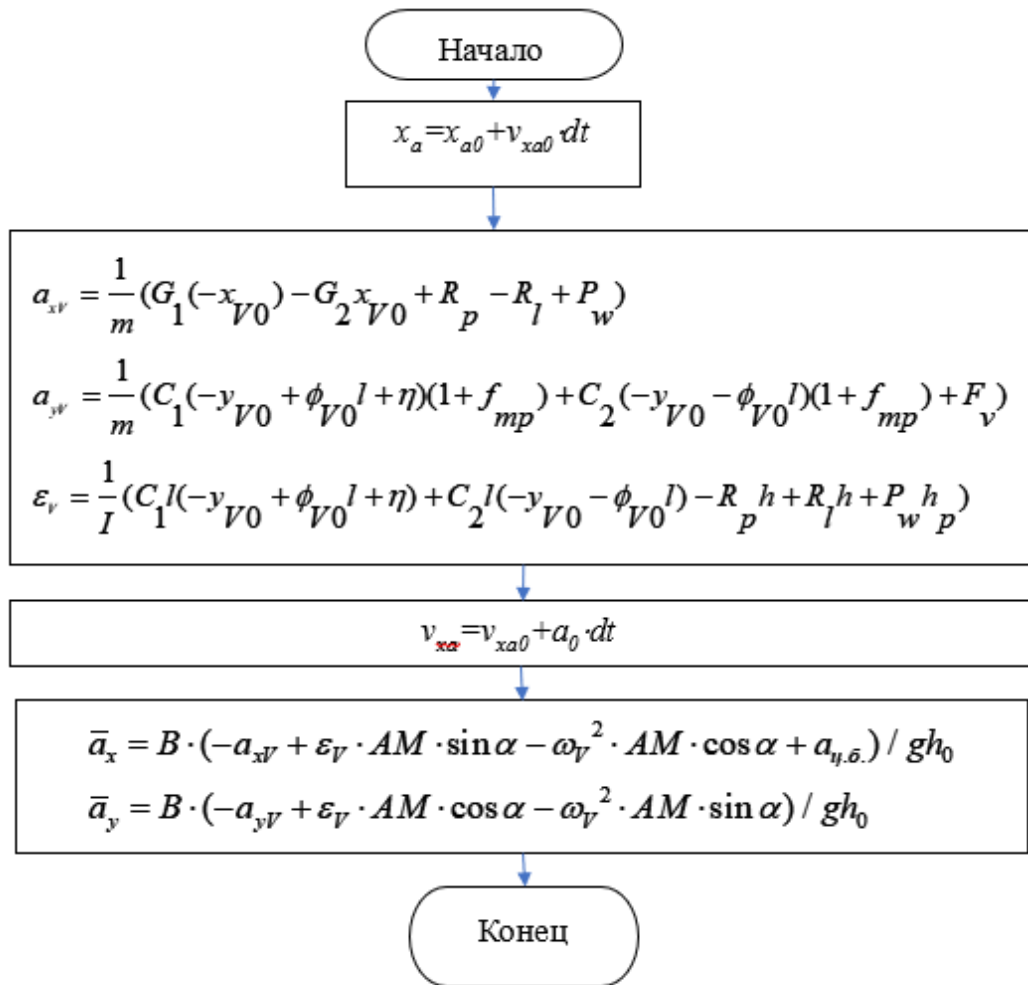


Рисунок А.2 – Алгоритм выполнения обнуления значений эйлеровой сетки $u_{0ij}, v_{0ij}, u_{ij}, v_{ij}$ и значений уровня h_{0i} и h_i

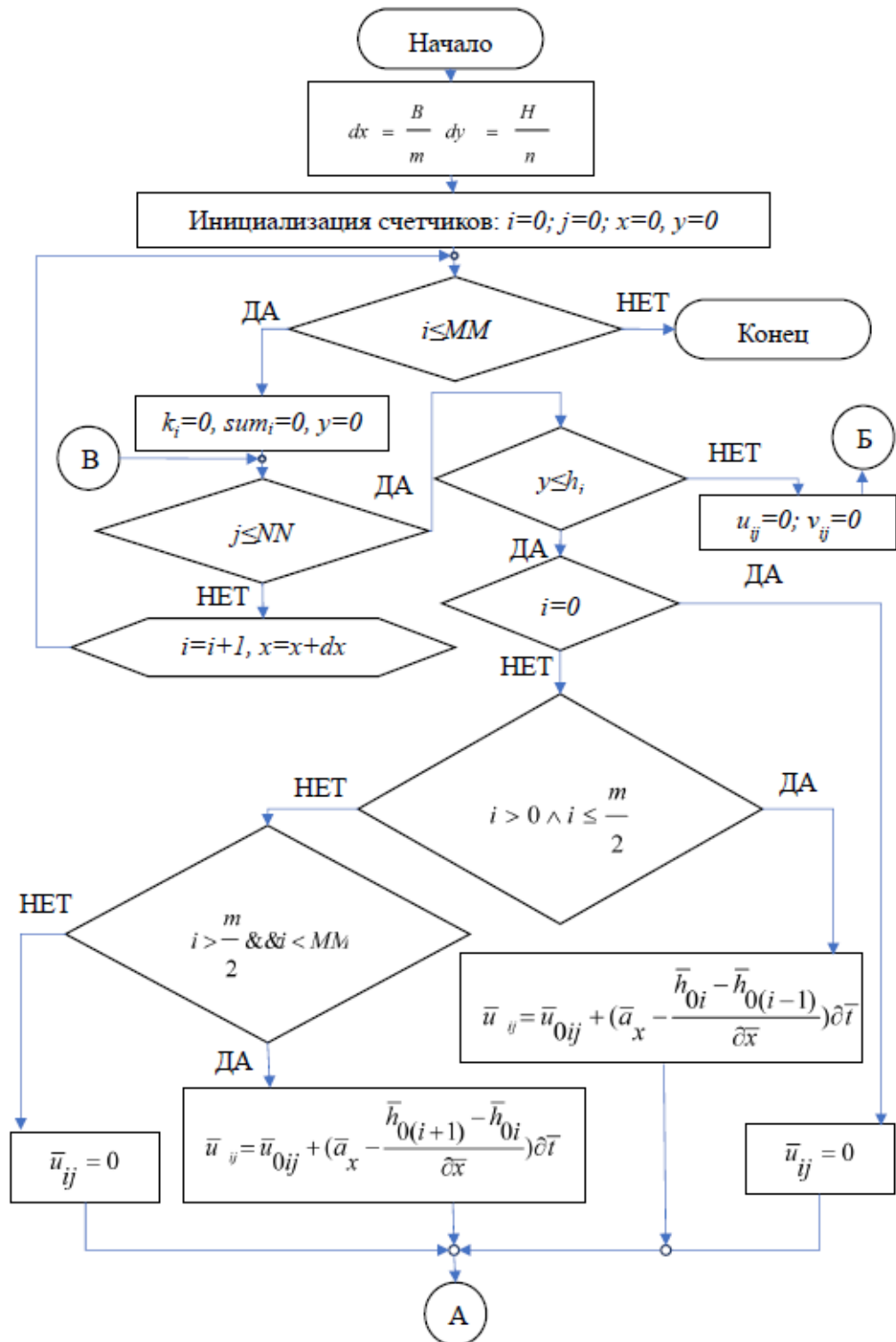
ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А



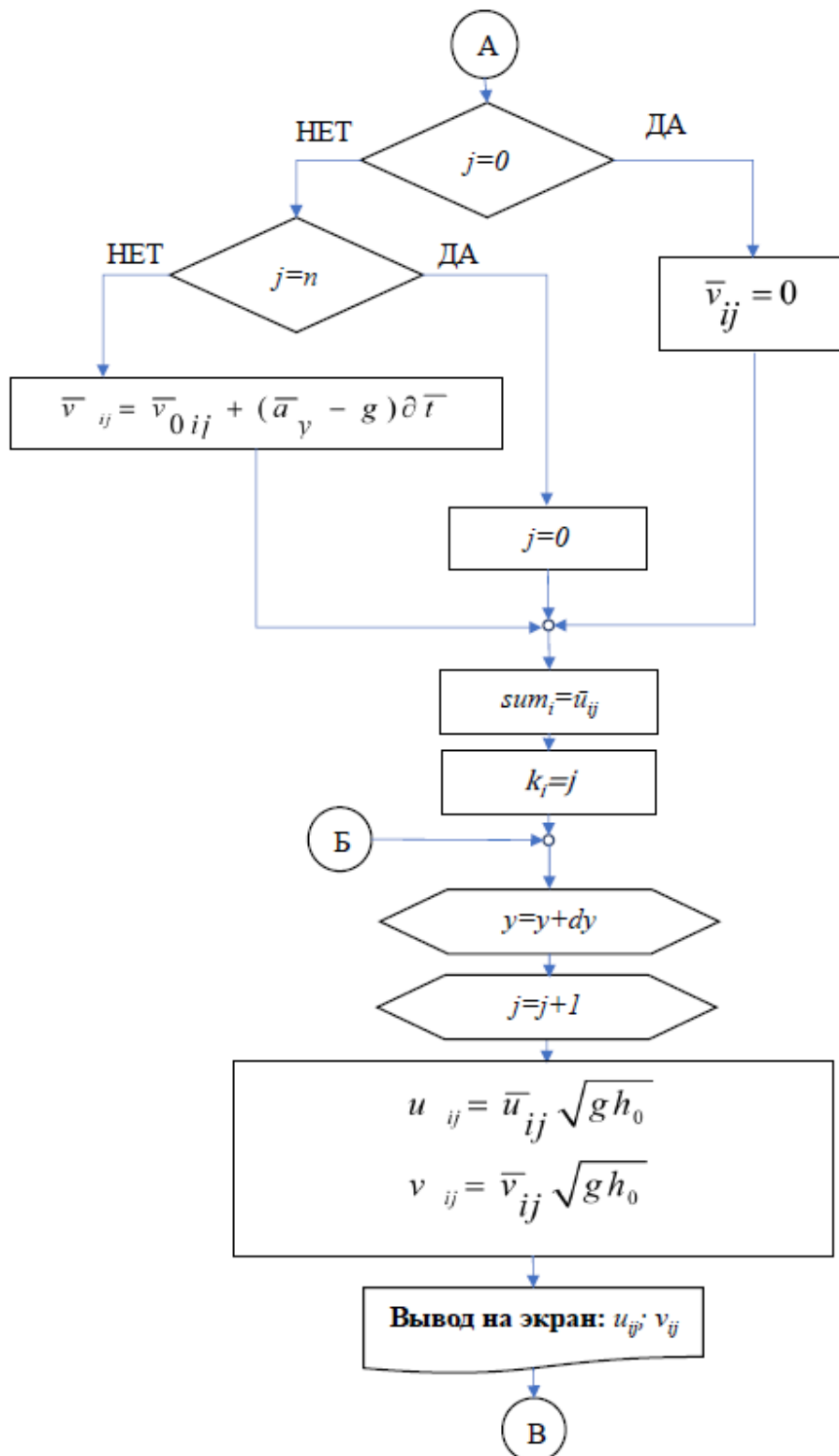
Примечание – алгоритм выполняется для каждого шага расчета

Рисунок А.3 – Алгоритм определения ускорений a_x , a_y , передаваемых жидкому грузу от кузова

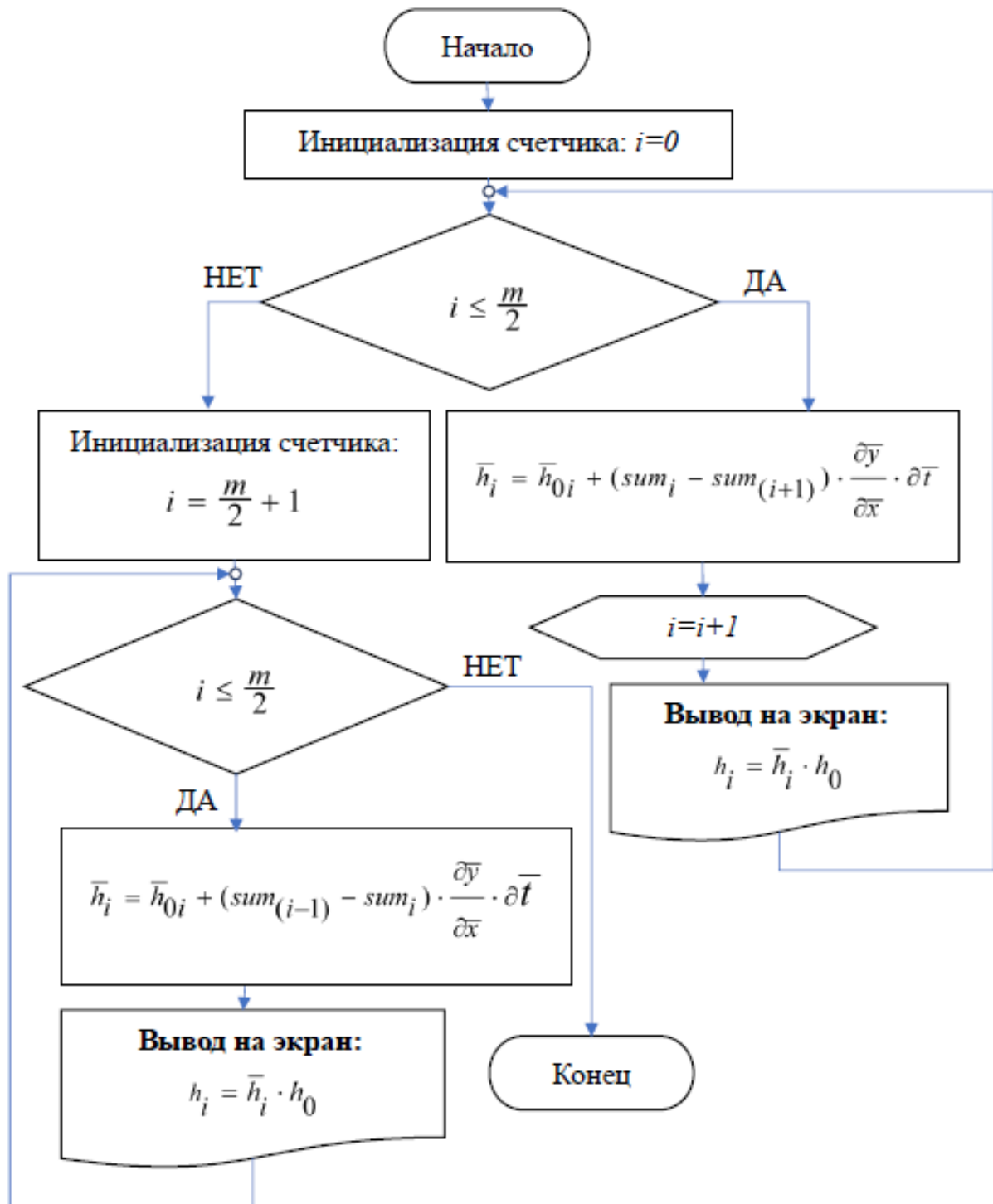
ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

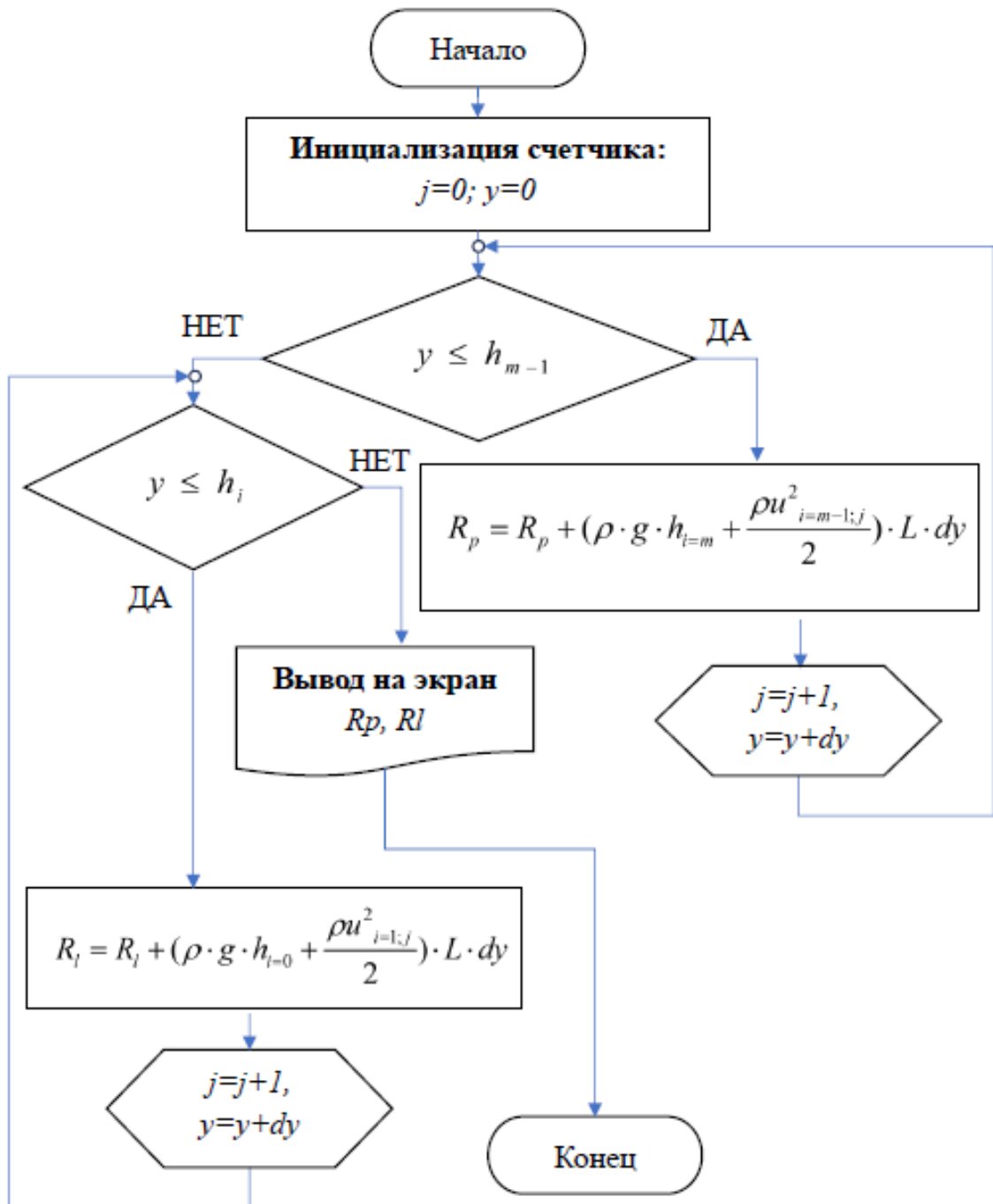
Рисунок А.4 – Алгоритм определения скоростей точек жидкости u_{ij}, v_{ij} (часть 1)

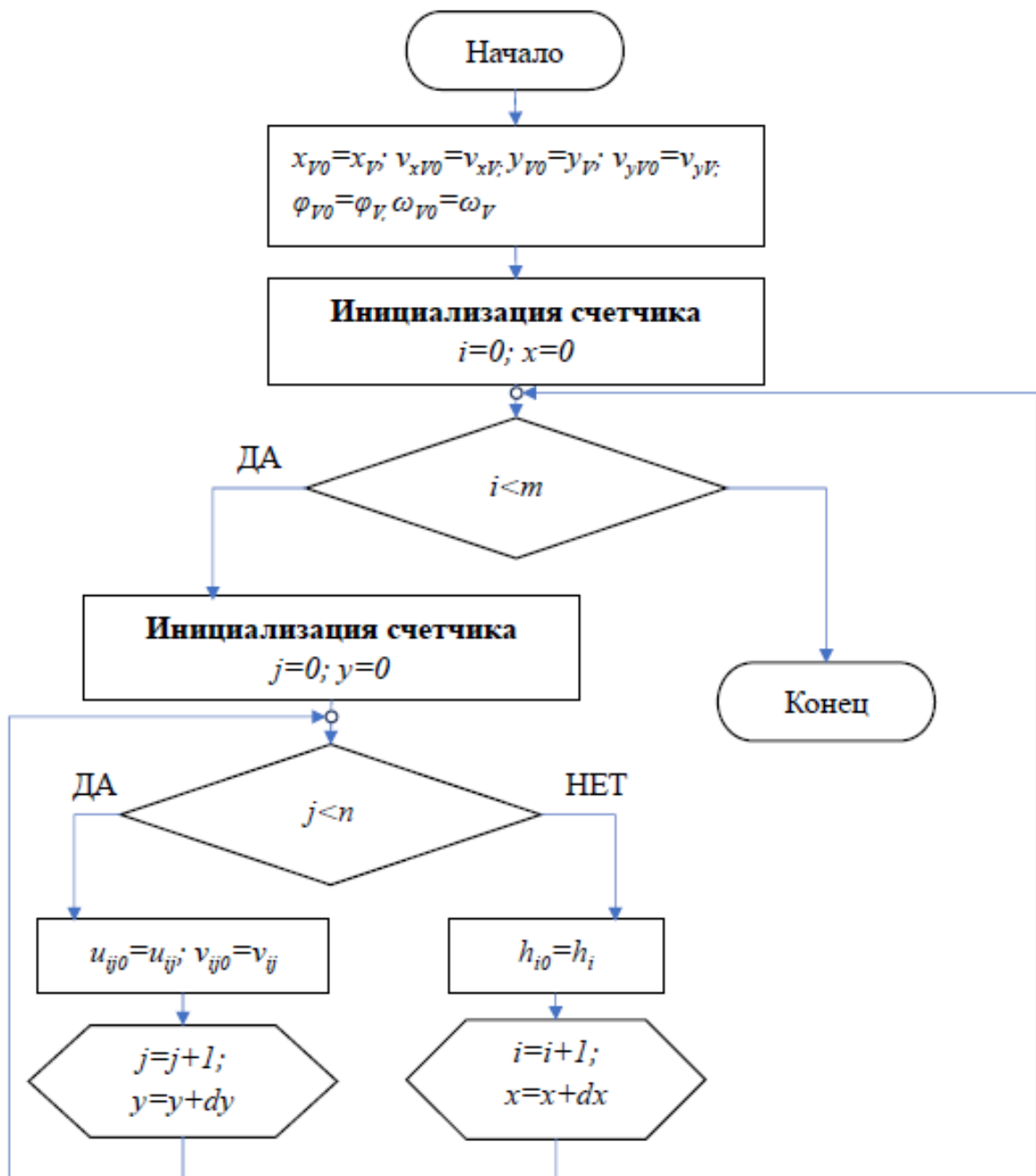
ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

Рисунок А.5 – Алгоритм определения скоростей точек жидкости u_{ij}, v_{ij} (часть 2)

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

Рисунок А.6 – Алгоритм определения значений уровня жидкости h_i

Рисунок А.7 – Алгоритм определения значений сил R_p , R_l

Рисунок А.8 – Алгоритм переприсвоения значений u_{0ij} , v_{0ij} , h_{0i}

ПРОДОЛЖЕНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ А

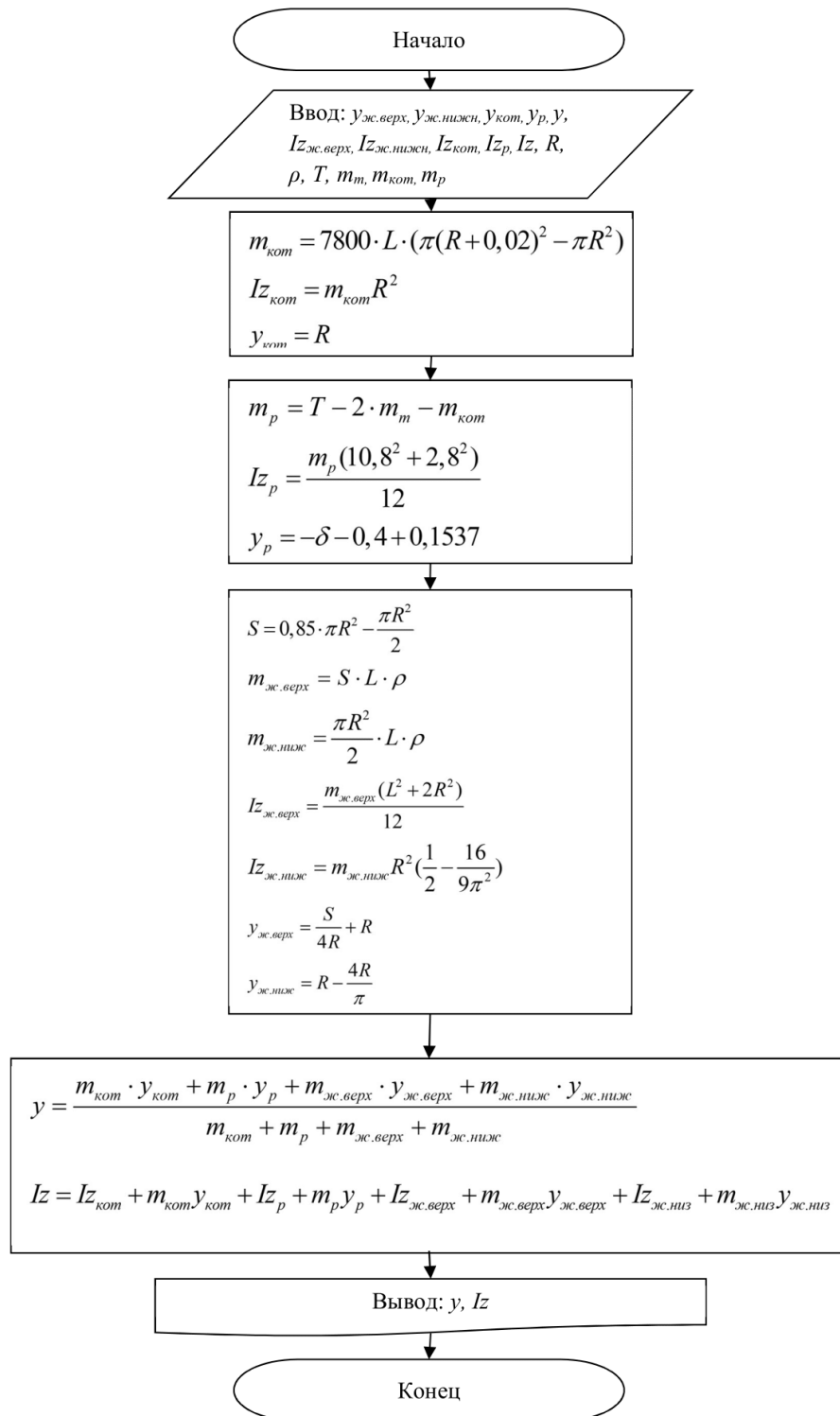


Рисунок А.9 – Алгоритм определения геометрических параметров модели