

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ПЕТЕРБУРГСКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ ИМПЕРАТОРА  
АЛЕКСАНДРА I»

*На правах рукописи*

**ПОТАХОВ ДЕНИС АЛЕКСАНДРОВИЧ**

**МЕТОДЫ АНАЛИЗА СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ОПОРНОГО КОНТУРА  
И УСТОЙЧИВОСТИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ В ПРОЦЕССЕ  
НЕНОРМИРУЕМОГО ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ**

Специальность: 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные  
машины

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
к.т.н., доцент  
Ватулин Я. С.

Санкт-Петербург – 2021

## Оглавление

Введение.....	5
Глава 1 Состояние вопроса исследования.....	14
1.1 Анализ аварийности грузоподъемных кранов.....	14
1.2 Исследование влияния условий эксплуатации на состояние опорного контура и устойчивость грузоподъемных кранов при производстве работ .....	20
1.3 Анализ нагружения гидроцилиндров вывешивания.....	24
1.4 Анализ существующих методов исследования устойчивости ССК и оценки нагруженного состояния элементов опорного контура.....	29
1.5 Выводы по главе. Основные задачи исследования.....	40
Глава 2 Исследование взаимодействия элементов опорного контура железнодорожного грузоподъемного крана с опорной поверхностью с учетом динамических нагрузок.....	43
2.1 Математическая модель взаимодействия элементов опорного контура железнодорожного грузоподъемного крана с грунтовой опорной поверхностью с учетом динамических нагрузок.....	43
2.1.1 Определение свободных колебаний системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт».....	45
2.1.2 Создание численной модели железнодорожного крана.....	51
2.1.3 Создание реологической модели шпальной выкладки.....	53
2.1.4 Создание реологической модели грунта.....	56
2.2 Динамика работы железнодорожного грузоподъемного крана. Явление балансирования.....	63
2.2.1 Исследование вращения поворотной платформы.....	63
2.2.2 Определение напряженно-деформированного состояния участка земляного полотна.....	68

2.2.3 Численный анализ параметров работы железнодорожного крана в условиях нарушения опорного контура .....	70
2.2.4 Аналитический анализ параметров работы грузоподъемной машины в условиях нарушения опорного контура .....	74
2.3 Влияние удара выносной опоры о шпальную клетку на состояние грунта опорной площадки .....	83
2.4 Исследование работы железнодорожного крана в кривых участках пути ....	88
2.5 Определение напряженно-деформированного состояния элементов опорного контура методом конечных элементов .....	98
2.5.1 Определение напряженно-деформированного состояния подкрановой платформы крана методом конечных элементов .....	101
2.5.2 Определение пространственного напряженно-деформированного состояния элементов опорного контура грузоподъемного крана в статическом режиме нагружения .....	103
2.5.3 Определение влияния зазоров сопряженных элементов на НДС гидроцилиндра вывешивания .....	109
2.5.4 Определение нагружения опорно-направляющих колец гидроцилиндра вывешивания .....	116
2.5.5 Определение временного пространственного напряженно-деформированного состояния выносной опоры грузоподъемного крана в динамическом режиме нагружения .....	118
2.5.6 Анализ внецентренного нагружения гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана .....	123
2.5.7 Определение влияния температурного режима гидравлического агрегата на несущую способность гидроцилиндра .....	126
2.6 Анализ утечек рабочей жидкости через радиальный зазор сопряженных элементов гидроцилиндра вывешивания.....	131

2.6.1 Оценка усталостной долговечности уплотнений .....	132
2.6.2 Гидродинамический анализ гидроцилиндра с учетом радиального зазора сопряженного узла «поршень – зеркало цилиндра» .....	136
2.7 Выводы по главе.....	146
Глава 3 Экспериментальные исследования динамического нагружения грузоподъемного крана.....	149
3.1. Цели и задачи экспериментальных исследований .....	149
3.2. Методика проведения экспериментальных исследований .....	151
3.2.1 Тарировка тензометрической аппаратуры .....	151
3.2.2 Проведение динамических испытаний .....	152
3.2.3 Обработка полученных данных.....	155
3.3 Оценка сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований .....	162
3.4 Выводы по главе.....	163
Глава 4 Разработка системы управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины на основе адаптивной системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS).....	165
Выводы по главе.....	176
Заключение .....	177
Список литературы .....	180

## Введение

**Актуальность темы исследования.** Стреловые самоходные краны (ССК) являются наиболее распространённым видом грузоподъемного оборудования и в силу своей универсальности применяются во всех отраслях промышленности при производстве погрузочно-разгрузочных работ.

Обеспечение гарантированной устойчивости ССК является приоритетной задачей при совершенствовании процесса погрузочно-разгрузочных работ (особенно при работе аварийно-спасательных служб), так как потеря устойчивости грузоподъемного крана создает угрозу жизни и здоровью людей, приводит к повреждениям элементов и разрушению ССК, повреждению близлежащих объектов инфраструктуры и частной собственности [17, 18, 19]. Особый интерес представляют эксплуатационные режимы работы ССК с ненормируемыми внешними воздействиями, такими как: инерционные нагрузки (раскачивание груза, пуск и торможение устройств крана), неравномерное вдавливание выносных опорных элементов в опорное основание, ошибки организации производства погрузочно-разгрузочных работ, ошибки управления оператора-крановщика, ветровые нагрузки.

Выполнение погрузочно-разгрузочных работ кранами на железнодорожном (ж.-д.) ходу характеризуется определенными особенностями, которые не учтены методиками и инструкциями по эксплуатации пневмоколесных ССК. В частности, устройство опорного контура ж.-д. кранов при производстве работ на насыпях сопровождается вырубкой ниши в зоне земляного полотна и части балластной призмы с возведением шпальной выкладки (клетки), на которой вывешивается грузоподъемный кран [54, 60]. Таким образом, грузоподъемная машина на ж.-д. ходу работает на значительном возвышении, образуемом земляным полотном и шпальными клетями, которое значительно изменяет спектр нагрузений, действующего на грузоподъемный кран, добавляя, в том числе, действие ненормируемых внешних воздействий. Степень уплотнения грунта на обочинах насыпи ж.-д. пути существенно ниже, чем в основном теле насыпи, поэтому при

динамических нагрузках от опор могут возникать просадки грунта при опирании крана на шпальные выкладки. При этом несущая способность грунтов даже на одной опорной площадке может быть неоднородна и со временем может изменяться в широких пределах, поэтому установка опор пневмоколесных кранов на грунт с использованием штатных подкладок также может приводить к просадке грунта под опорой.

Перечисленные выше ненормируемые воздействия также обуславливают изменение условий нагружения элементов исполнительных устройств кранового оборудования, в частности, физико-механических свойств материала уплотнений гидравлических устройств, накопление усталостных повреждений сопряженных элементов и, в конечном итоге, появление местных остаточных деформаций стенок гильзы, направляющей втулки, штока, которые сопровождаются разрушением и выдавливанием поясков и манжет в уплотняемый зазор, что приводит к увеличению уплотняемого зазора и снижению герметичности гидроцилиндра выносной опоры грузоподъемной машины. Снижение герметичности гидроцилиндра приводит к утечкам рабочей жидкости через изношенные уплотнения, что может привести к просадке опор при нагрузке. Износ уплотнительных элементов может иметь как постепенный (усталостное изнашивание поверхностей подвижных герметизируемых сопряжений), так и внезапный характер (образование дефектов, причиной появления которых можно считать всплески нагрузок). Такие ненормируемые внешние воздействия слабо учтены или совсем не учтены существующими нормативными документами.

Таким образом, неоднородная несущая способность грунтов опорных площадок или утечки рабочей жидкости через уплотнения гидроцилиндров, или их сочетание могут привести к его опрокидыванию при повороте стрелы с грузом в сторону проседающей опоры.

Из чего можно заключить, что в отличие от пневмоколесных ССК методика прочностного анализа несущих элементов ССК на ж.-д. ходу требует дополнительного учета особенностей формирования факторов нагружения

опорного контура в условиях опирания на обочину насыпи земляного полотна особенно в режиме динамического нагружения.

Важным направлением для машиностроительной промышленности является работа по усовершенствованию и развитию методов анализа ССК и их систем безопасности, способствующих надежной эксплуатации грузоподъемных кранов. Следовательно, задача повышения безопасности выполнения погрузочно-разгрузочных работ является актуальной.

В диссертации выполнены исследования устойчивости ж.-д. грузоподъемных кранов, прочности и работоспособности их конструктивных элементов; полученные результаты и разработанные математические модели могут распространяться ко всем типам свободно стоящим грузоподъемным машинам, расположенным на податливом основании.

**Степень разработанности темы исследования.** Вопросам анализа и исследования текущего состояния подъемно-транспортных машин посвящены работы: Абрамовича И. И., Аксенова И. П., Александрова М. П., Бардышева О. А., Вайнсона А. А., Ватулина Я. С., Вышнеградского И. А., Гордиенко В. Е., Гохберга М. М., Дукельского А. И., Емельяновой Г. А., Зарецкого А. А., Зайцева Л. В., Кифера Л. Г., Козьмина П. С., Коровина С. К., Корытова М. С., Попова В. А., Репина С. В., Ряхина В. А., Сальникова В. Г., Семенова Ю. Е., Соколова С. А., Спиваковского А. О., Тимина Ю. Ф., Щербакова В. С.. Тем не менее, вопросы повышения безопасности работы грузоподъемных кранов в динамическом режиме нагружения не получили достаточного развития.

**Цель работы** заключается в исследовании взаимодействия опор грузоподъемного крана с грунтом опорного основания и работоспособности элементов опор крана, находящегося в динамическом режиме нагружения, и разработки мероприятий по повышению надежности и безопасности работы крана на выносных опорах.

**Задачи исследования:**

1. Разработать математическую модель динамики работы ж.-д. крана при совершении рабочих операций, учитывающую действия сил инерции конструктивных элементов и податливость опорного основания.

2. Определить закономерности изменения кинематических и динамических характеристик в процессе балансирования крана на выносных опорах.

3. Исследовать условия нагружения ж.-д. крана при работе в кривых участках пути.

4. Установить закономерности формирования и влияния нагрузок на гидроцилиндры аутригеров в опорном контуре грузоподъемного крана с учетом деформируемости элементов конструкции, свойств грунта, шпальной выкладки и инерционных нагрузок в трехмерной постановке задачи.

5. Определить зависимости утечек в гидроцилиндре вывешивания от совокупности действующих внешних силовых факторов.

6. Выполнить валидацию виртуального прототипа ССК на основе проведения натурного эксперимента по исследованию процесса трансформации ядра опирания.

7. Разработать систему управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины на основе адаптивной системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS).

**Объектом исследования** являются стреловые самоходные краны на пневмоколесном и ж.-д. ходу, оснащенные телескопическим стреловым оборудованием, выполняющие производство погрузочно-разгрузочных и монтажных работ в ограниченном пространстве земляного полотна.

**Предмет исследования** – методы анализа устойчивости грузоподъемных машин, прочности и работоспособности их конструктивных элементов.

**Научную новизну** работы составляют:

1. Разработанная пространственная динамическая модель, включающая численную модель грузоподъемного крана, реологическую модель грунта и модель шпальной выкладки, отражающая физическую картину деформирования

системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» и учитывающая влияние шпальной выкладки, структуры грунта (пластических и упругих свойств) и действия инерционных нагрузок на элементы опорного контура грузоподъемной машины. Разработанная реологическая модель грунта применима ко всем типам свободно стоящим грузоподъемным машинам, расположенным на грунтовом основании.

2. Разработанная математическая модель, адекватно описывающая процесс балансирование грузоподъемной машины на диагонально расположенных выносных опорах при вращении поворотной части крана с грузом и неравномерном внедрении опорных элементов в грунт.

3. Разработанные расчетные схемы и полученные зависимости нагружения элементов ж.-д. крана при работе в кривых участках пути.

4. Полученные закономерности формирования и влияния нагрузок на гидроцилиндр аутригера опорного контура грузоподъемного крана с учетом деформируемости элементов конструкции, свойств грунта, шпальной выкладки и инерционных нагрузок в трехмерной постановке задачи, при учете совместного деформирования поршня, гильзы, штока, направляющей втулки, опорно-направляющих колец, уплотнений силового гидроцилиндра, свойств рабочей жидкости.

5. Разработанная трехмерная, неравномерная по сечению сопряжения модель износа (радиального зазора) сопряженных элементов уплотнительного узла гидроцилиндра.

6. Разработанная методика оценки герметичности гидроцилиндра, учитывающая взаимосвязь: «нагрузка на гидроцилиндр – число циклов работы уплотнений – неравномерный радиальный зазор сопряжений «поршень – гильза» и «направляющая втулка – шток» – величина перетечек рабочей жидкости – усадка штока»; «усадка штока – удельная утечка рабочей жидкости – класс негерметичности уплотнений».

7. Разработанная система управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины на основе адаптивной системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS).

**Теоретическая значимость** работы заключается в совершенствовании методов анализа устойчивости грузоподъемных машин, прочности и работоспособности их конструктивных элементов, находящихся в динамическом режиме нагружения с учетом влияния податливости опорного основания.

**Практическую ценность** представляют:

1. Уточненные методы анализа грузоподъемных машин и прочности их элементов, находящихся в динамическом режиме нагружения с учетом влияния податливости опорного основания, необходимые для создания оптимальных конструктивных исполнений элементов опорного контура грузоподъемных кранов.

2. Методика оценки герметичности гидроцилиндра, которая: позволяет исследовать работу уплотнений любых форм и сечений и определять класс негерметичности уплотнений по величине усадки штока гидроцилиндра; применима к анализу возвратно-поступательного движения штока.

3. Программа контроля и управления грузовой и собственной устойчивостью транспортного средства.

4. Система управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины на основе адаптивной системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS).

**Методология и методы исследования.** Решение поставленных задач исследования выполнено путем системного анализа объекта исследования, интеграции аналитических, численных и экспериментальных методов. Теоретические положения исследований основаны на элементах: теории грузовой и собственной устойчивости грузоподъемных машин, теоретической механики, теории механики грунтов, метода конечных объемов, метода конечных элементов, гидродинамики, теории нечетких множеств и теории планирования эксперимента.

В качестве инструментов имитационного моделирования использовались: среды Simulation, Motion и Flow Simulation программного комплекса SolidWorks;

подсистема моделирования динамических процессов Simulink и программный пакет Fuzzy Logic Toolbox (пакет нечеткой логики) программы Matlab. Для проведения анализа и обработки результатов моделирования и экспериментов применялись следующие программные среды: Microsoft Office 2010, MatLab R2014a, Mathcad 15.

### **Научные положения, выносимые на защиту:**

1. Пространственная динамическая модель, включающая численную модель грузоподъемного крана, реологическую модель грунта и модель шпальной выкладки, отражающая физическую картину деформирования системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт».

2. Математическая модель, адекватно описывающая балансирование грузоподъемной машины на диагонально расположенных выносных опорах в процессе вращения поворотной части крана с грузом при неравномерном внедрении опорных элементов в грунт.

3. Расчетные схемы и зависимости нагружения элементов ж.-д. крана при работе в кривых участках пути.

4. Закономерности формирования и влияния нагрузок на гидроцилиндр аутригера опорного контура грузоподъемного крана с учетом деформируемости элементов конструкции, свойств грунта, шпальной выкладки и инерционных нагрузок в трехмерной постановке задачи.

5. Трехмерная, неравномерная по сечению сопряжения модель износа (радиального зазора) сопряженных элементов уплотнительного узла гидроцилиндра.

6. Методика оценки герметичности гидроцилиндра, учитывающая взаимосвязь: «нагрузка на гидроцилиндр – число циклов работы уплотнений – неравномерный радиальный зазор сопряжений «поршень – гильза» и «направляющая втулка – шток» – величина перетечек рабочей жидкости – усадка штока»; «усадка штока – удельная утечка рабочей жидкости – класс негерметичности уплотнений».

7. Система управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины на основе адаптивной системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS).

**Область исследования** соответствует предметной области знаний, определенной паспортом научной специальности 05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины, а именно п. 2 «Методы моделирования, прогнозирования, исследований, расчета технологических параметров, проектирования, испытаний машин, комплектов и систем, исходя из условий их применения» и п. 4 «Методы управления машинами, машинными комплектами и системами и контроля качества технологических процессов, выполняемых машинами».

**Степень достоверности** научных положений и выводов подтверждается: корректным применением положений используемых методов и теорий; адекватностью разработанных математических моделей реальным процессам; применением современного математического аппарата с современными вычислительными методами, апробированных методик планирования и проведения эксперимента, поверенной измерительной и регистрирующей аппаратуры; подтверждением полученных теоретических результатов данными эксперимента.

**Апробация результатов.** Основные положения и результаты диссертации докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры «Наземные транспортно – технологические комплексы» Петербургского государственного университета путей сообщения (Санкт-Петербург, 2017-2021) и на следующих научно-технических конференциях: IX и X Международный симпозиум «Прорывные технологии электрического транспорта Eltrans'» (г. Санкт-Петербург, 2017 г., 2019 г.); V и VII Международная научно-техническая конференция «Локомотивы. Транспортно-технологические комплексы. XXI век» (г. Санкт-Петербург, 2017 г., 2020 г.); Национальная конференция «Перспективы будущего в образовательном процессе» (г. Санкт-Петербург, 2018 г., 2019 г.); LXXVIII и LXXX Всероссийская научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Транспорт: проблемы, идеи, перспективы» (г.

Санкт Петербург, 2018 г., 2020 г.); Научно-практическая конференция, посвященная 100-летию Е.Я. Красковского (г. Санкт-Петербург, 2018 г.); VIII и IX Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Системы автоматизированного проектирования на транспорте» (г. Санкт Петербург, 2019 г., 2021 г.).

Результаты исследования внедрены в процесс проведения лабораторных и практических работ кафедры «Наземные транспортно – технологические комплексы» ФГБОУ ВО ПГУПС.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 29 печатных научных работ, из них 12 в изданиях, входящих в перечень рецензируемых научных журналов и изданий ВАК, 1 – в Scopus, 1 патент на изобретение №2700312, 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2018616841.

**Структура и объем работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы. Диссертационная работа изложена на 190 страницах машинописного текста, в том числе содержит 7 таблиц, 114 рисунков, 117 наименований литературы.

## Глава 1 Состояние вопроса исследования.

### 1.1 Анализ аварийности грузоподъемных кранов

Согласно [19]:

– наибольшее количество происшедших в 2019 г. аварий на опасных производственных объектах с подъемными сооружениями произошло при эксплуатации грузоподъемных кранов (35 аварии ( $\approx 80\%$  от общего количества));

– из 35 аварий при эксплуатации грузоподъемных кранов в 2019 году 11 аварий (31 %) произошло при эксплуатации башенных кранов, по 6 аварий (17 %) при эксплуатации гусеничных кранов и кранов-манипуляторов, по 5 аварий (14 %) при эксплуатации автомобильных и козловых кранов, 2 аварии (6 %) – при эксплуатации портального крана;

– из 27 случаев смертельного травматизма при эксплуатации подъемных сооружений в 2019 году 8 случаев (30 %) произошло при эксплуатации башенных кранов, 7 случаев (26 %) при эксплуатации автомобильных кранов, 5 случаев (19 %) при эксплуатации мостовых кранов.

Согласно статистике основными причинами аварий и несчастных случаев при производстве работ грузоподъемными кранами являются [17, 18, 19]: повышенные динамические нагрузки; подъем груза массой, который превышает грузоподъемность крана; подъем сцепленного с грунтом, примерзшего груза; недостаточная прочность рабочей площадки (просадка выносных опор, кранового пути); нарушение требований установки кранов при выполнении работ (не подготовлена площадка для установки крана; установка на краю котлована, на свеженасыпанном грунте); производство строительных и монтажных работ кранами с нарушением требований проекта производства работ; несоблюдение габаритов и схем складирования грузов вблизи крановых путей; отсутствие технического надзора за безопасной эксплуатацией; обрыв стреловых и грузовых канатов; угон кранов ветром; эксплуатация грузоподъемных машин с неисправными приборами безопасности; неисправность тупиковых упоров и крановых путей; низкий уровень трудовой дисциплины; другие нарушения

требований промышленной безопасности. При этом, вопрос влияния несущей способности опорного основания применим к различным типам грузоподъемных машин: автомобильным, железнодорожным, гусеничным кранам, а так же к башенным и козловым кранам, так как часть аварий происходит из-за просадки кранового пути [17, 18, 19].

Наибольший интерес представляют повышенные динамические нагрузки, недостаточная прочность рабочей площадки, а также причины, связанные с недосмотром и халатностью обслуживающего персонала.

Решением задачи снижения аварий и несчастных случаев при эксплуатации подъемных сооружений на опасных производственных объектах может быть: проведение комплексного анализа динамического нагружения грузоподъемных кранов с учетом податливости опорного основания; внесение результатов проведенного анализа в базу данных интеллектуальной системы безопасности для определения и контроля текущего состояния грузоподъемного крана с целью повышения надежности проведения и исключения влияния «человеческого фактора» на выполнение погрузо-разгрузочных работ.

### Отказы гидроцилиндров

Минимальная наработка на отказ ( $T_{\min}$ ) гидроцилиндров по виду техники на основе статистических данных по наработкам на отказ гидроустройств приведена на рисунке 1.1, изменение объемного КПД привода поступательного действия на рисунке 1.2 [52]. На рисунках 1.3 – 1.4 приведено процентное распределение отказов по категориям и причинам, осредненное по разным типам гидро- и пневмоприводам [73].

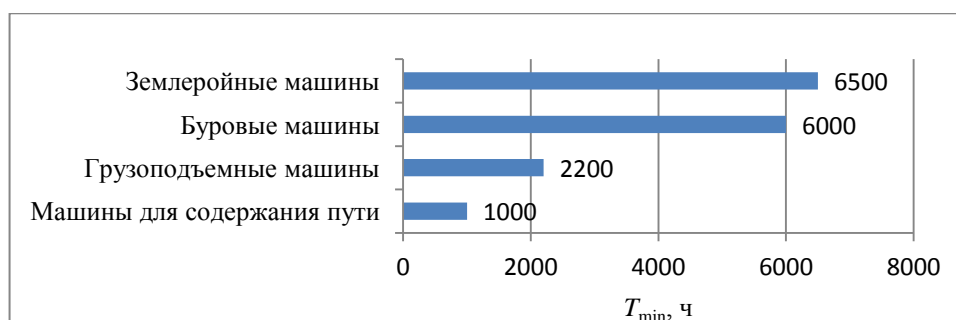


Рис. 1.1. Минимальная наработка на отказ гидроцилиндров

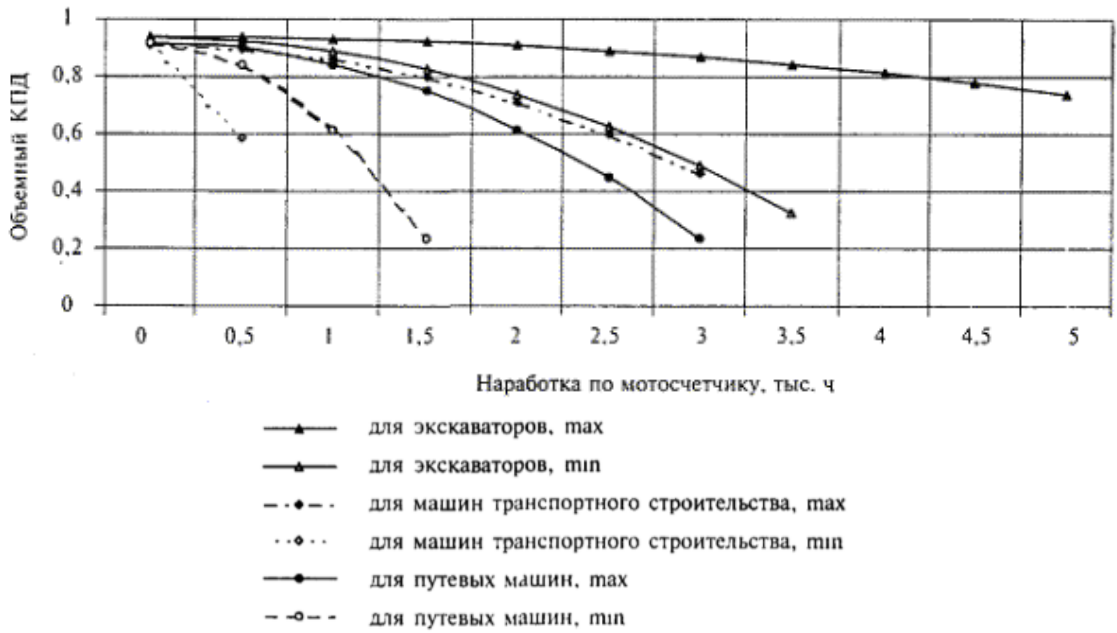


Рис. 1.2. Изменение объемного КПД привода поступательного действия

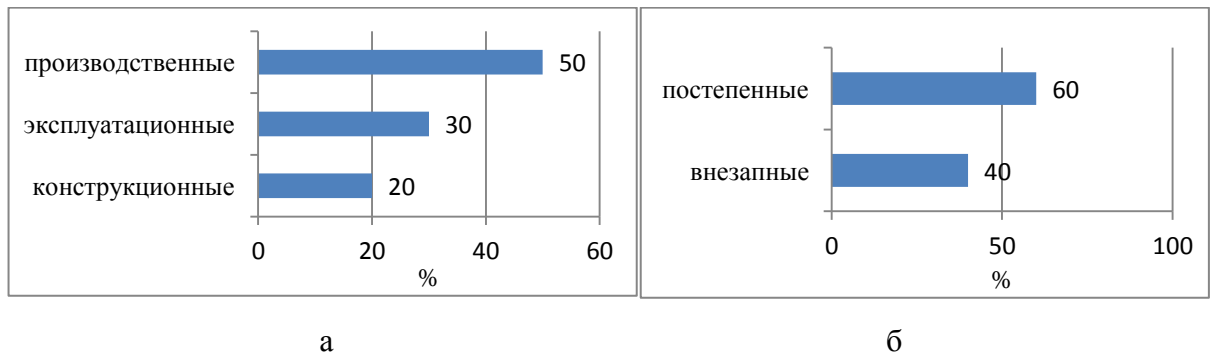


Рис. 1.3

а – Отказы по причине возникновения; б – Отказы по характеру проявления

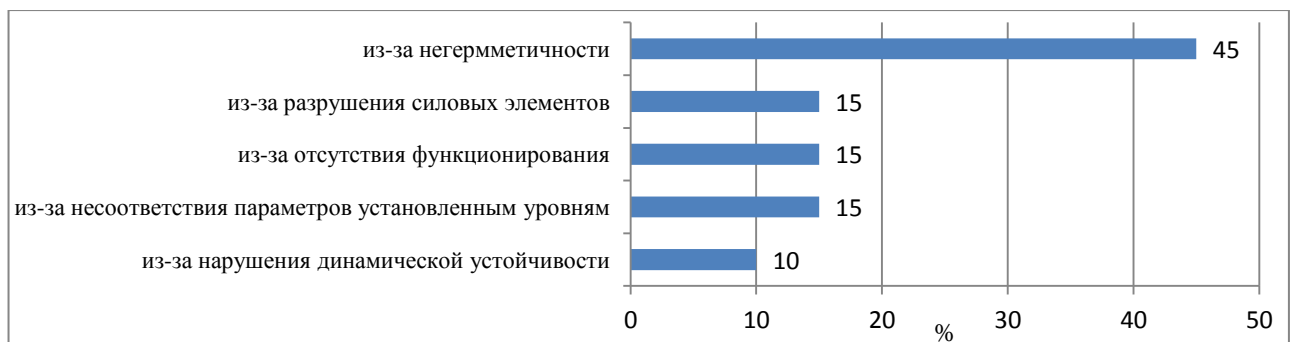


Рис. 1.4. Отказы по признакам проявления

Анализ данных (рис. 1.1 – 1.4) показывает: минимальная наработка на отказ гидроцилиндров грузоподъемных машин по виду техники одна из самых низких;

наибольшее изменение объемного КПД привода поступательного действия наблюдается для машин транспортного строительства ( $c \approx 0,9$  до  $\approx 0,6$  за  $\approx 0,5$  тыс. ч); большинство отказов гидро- и пневмопривода по признакам проявления ( $\approx 45\%$ ) возникает из-за негерметичности.

Основные неисправности и их причины гидроцилиндров вывешивания крана согласно ряду руководств по эксплуатации грузоподъемных кранов [45, 46, 47] приведены в таблице 1.1. Критерии отказов и предельных состояний выносных опор и опорной рамы при испытаниях и эксплуатации для отправки крана в капитальный ремонт согласно ряду руководств по эксплуатации грузоподъемных кранов [45, 46, 47] приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.1. Перечень характерных неисправностей гидроцилиндров вывешивания крана и их причин

Характер неисправностей	Возможные причины
Гидроцилиндры работают неравномерно, с рывками	Нарушена настройка соответствующего тормозного клапана.
	Наличие воздуха в полостях гидроцилиндра
Проседание штоков под нагрузкой	Попадание твердых частиц под клапан соответствующего тормозного клапана или гидрозамка.
	Задиры, риски или др. механические повреждения на клапанах или седлах соответствующего гидрозамка или обратного управляемого клапана.
	Перетечки масла между полостями гидроцилиндра (повреждены или изношены манжеты и уплотнительные кольца).
	Повреждения штока, гильзы, направляющей втулки.
Чрезмерный износ соприкасающихся деталей и уплотнительных элементов	Загрязнения рабочей жидкости.
	Нарушение соосности штока и цилиндра.
	Царапины, задиры на штоке, поршне, гильзе, направляющей втулке.
Загрязнение рабочей жидкости в гидросистеме	Загрязнение фильтра гидросистемы.
	Истирание уплотнительных элементов.
Царапины, продольные задиры, трещины, следы коррозии металла на гильзе	Износ абразивными частицами, попавшими в гидросистему.
	Перекося штока, поршня и гильзы. Повреждение гильзы поршнем.
Царапины, задиры на штоке.	Контакт с абразивными частицами.
Течь масла по штокам гидроцилиндров	Износ или повреждение резиновых уплотнений штока.
	Задиры на штоке в виде продольных рисок.

Таблица 1.2. Критерии отказов и предельных состояний выносных опор и опорной рамы для отправки крана в капитальный ремонт

Опорная рама, выносные опоры	
Критерий отказа	Трещины в сварных швах и основном металле, устранимые путем заварки дефектных мест без разборки крановой установки
Критерий предельного состояния	Деформация рамы балок выносных опор не подлежащие исправлению. Деформация продольных и поперечных балок более установленного значения. Трещины в сварных швах и основном металле, влияющие на прочность конструкции и не устранимые без разборки крановой установки. Износ отверстий во втулках под шкворни.
Гидроцилиндры	
Критерий отказа	Утечки рабочей жидкости по штоку в виде каплеобразования
Критерий предельного состояния	Сквозные трещины гидроцилиндра любого размера. Продольные риски на поверхности трения глубиной более установленного значения. Местные пластические деформации гильзы (развальцовка). Изгиб или обрыв штока.

В гидроприводах строительных и дорожных машин основную долю составляют отказы, вызванные загрязненностью рабочей жидкости механическими примесями [73]. При этом на работоспособность привода оказывает значительное влияние размеры твердых частиц и их твердость [73]. Твердые частицы вызывают интенсивный износ подвижных сопряжений (в первую очередь уплотнительных устройств), что ведет к утечкам рабочей жидкости и снижению объемного КПД гидравлического агрегата. При увеличении утечек жидкости уменьшается жесткость системы (применительно к гидроцилиндру – это усадка штока) и скорость движения исполнительных органов. Таким образом, исследование гидроцилиндра по несущей и герметизирующей способности является актуальной задачей.

### **Эксплуатация ж.-д. грузоподъемных кранов**

Статистика парка кранов по службам локомотивного хозяйства железных дорог России, демонстрирует, что возраст парка кранов распределяется следующим образом: до 25 % всех кранов имеют срок эксплуатации не менее 30 лет, 27 % – краны со сроком службы от 20 до 30 лет, 20 % – от 15 до 20 лет [27]. В общей сложности получается, что более 70 % кранового парка образовано машинами с истекшими или предельными сроками службы, в связи с этим, высока вероятность аварийных случаев, выхода из строя отдельных узлов и

механизмов, а также потери устойчивости крана в целом. Причинами аварии ж.-д. кранов является: работа без выносных опор; неудовлетворительный производственный контроль; превышение паспортных характеристик крана, инструкции по эксплуатации; отсутствие ручных рельсовых захватов; выполнении операций на железнодорожном пути с превышением отметок рельсов [17].

В связи с работой ж.-д. крана в условиях опирания на ограниченное пространство рабочей площадки верхнего строения пути земляного полотна через шпальные выкладки и высокими инерционными нагрузками при вращении поворотной платформы эксплуатация крана в кривых участках ж.-д. пути (в которых головки рельс находятся не на одном уровне) сопровождается некоторыми ограничениями. Вывешивание ж.-д. крана в таких участках пути представляют определенные трудности, так как аналогично головкам рельс оголовки гидроцилиндров выносных опор крана аналогично находятся не на одном уровне. Согласно данным ОАО «РЖД» при выполнении работ грузоподъемными кранами в кривых участках пути существует опасность [65]:

- не попадания колесной пары ходовой тележки на рельсовую колею после выполнения работ и снятия крана с выносных опор;
- схода колесных пар крана с рельсовой колеи при смещении крана в процессе вывешивания на выносных опорах.

Выше перечисленное: осложняет выполнение погрузо-разгрузочных работ в кривых участках пути, а порой делает это невозможным; влечет за собой остановку движения по заблокированному ж.-д. краном участку ж.-д. пути, привлечения специальной техники и аварийно-спасательных служб, предназначенных для ликвидации последствий сходов с рельсов подвижного состава. Нужно отметить, что ж.-д. грузоподъемные краны входят в состав восстановительных поездов, приоритетной задачей развития которых является ликвидация последствий транспортных происшествий. Ограниченное время, при работе восстановительных поездов, существенно осложняет установку ж.-д. крана. Поэтому обеспечение выполнения погрузо-разгрузочных работ, в особенности восстановительного характера и ликвидации последствий

чрезвычайных происшествий, в кривых участках пути является особенно актуальной задачей.

## **1.2 Исследование влияния условий эксплуатации на состояние опорного контура и устойчивость грузоподъемных кранов при производстве работ**

Выполнение погрузочно-разгрузочных работ периодически сопровождается нестандартными условиями обеспечения безопасного использования кранового оборудования. Из всего спектра неблагоприятных факторов, оказывающих влияние на надежность крановой установки, наиболее опасными являются возмущения, природа которых носит случайный характер и не зависит от квалификации оператора. Такие возмущения слабо учтены нормативными расчетными схемами; к ним относятся: отклонение углового положения платформы от горизонтального в процессе рабочего цикла по причине неравномерного внедрения опорных плит аутригеров в грунт; внезапная просадка грунта под одной или несколькими выносными опорами; раскачка транспортируемого груза; высокие инерционные нагрузки вследствие значительной массы движущихся частей крана при вращении и торможении.

В результате взаимодействия сил инерции и сил упругости элементов механизмов и металлических конструкций возникают динамические нагрузки. Они определяются путем анализа процессов в соответствующей динамической системе, обычно описываемых дифференциальными уравнениями; при этом могут быть учтены многие факторы, которые позволяют достаточно точно отразить процессы, реально протекающие при работе крана [2].

Установлено, что большинство отказов современных грузоподъемных машин связано в основном с динамическими нагрузками, которые приводят к повышенному изнашиванию трущихся элементов, усталостному разрушению несущих металлоконструкций и деталей механизмов, появлению недопустимых остаточных деформаций и т. п. [2]. Характерными особенностями грузоподъемных машин являются: значительные нагрузки на механизмы от веса поднимаемого груза и собственного веса крановых металлоконструкций; низкие

(например, по сравнению с транспортными машинами) скорости движения механизмов; большая масса движущихся частей; работа в повторно-кратковременном режиме; гибкий подвес груза на канатах и ударное нагружение. Эти и другие факторы повышают роль динамических исследований при эксплуатации грузоподъемных машин. При эксплуатации грузоподъемных машин, на конструкцию опорного контура и устойчивость влияют следующие виды динамических нагрузок: весовые, инерционные, ветровые, ударные.

Вес груза и элементов конструкции машины в вертикальной и горизонтальной плоскостях является динамической нагрузкой. Максимальное значение веса груза, являющийся функцией его массы, соответствует номинальной грузоподъемности крана для данного вылета стрелы.

Сила инерции возникает при вращательном установившемся движении системы и в периоды неустановившегося движения как крана и груза, так и элементов любого механизма и двигателя. Также инерция может быть вызвана толчками из-за неровностей рабочей площадки, в том числе, просадкой выносной опоры.

Динамическая составляющая давления ветра, вызываемая пульсацией скорости потока воздуха, зависит от скоростного напора движущегося ветра и конфигурации воспринимающей поверхности конструкции и груза.

Ударные нагрузки возникают в результате трансформации опорного контура крана. В процессе трансформации ядра опорного контура, при вращении платформы крановой установки вокруг ребра опрокидывания, возникает кратковременное явление балансирования ССК на диагонально расположенных опорах, при этом элементы опорного контура могут испытывать динамический нештатный режим нагружения, что может быть причиной возникновения усталостных разрушений и пластических деформаций в элементах опорного контура.

ССК работают на площадках и дорогах с естественным грунтом, довольно часто насыпным. Поэтому работоспособность и безопасность работы стрелового крана в значительной мере зависят от подготовки опорной площадки. При

правильной организации работ на монтажной площадке стреловой кран работает в зоне действия одной стоянки, но иногда возникает необходимость движения крана с грузом на крюке и установки стреловых кранов на краю откоса котлованов, канав, траншей и п.р.

В путевом хозяйстве для проведения погрузочно-разгрузочных работ применяются специальные грузоподъемные машины – краны на ж.-д. ходу, к которым предъявляются особые требования при производстве и эксплуатации: конструктивные элементы крана при движении в составе поезда не должны выходить за габарит подвижного состава; вес грузоподъемной машины должен быть таким, чтобы нагрузка на ось колесной пары не превышала допустимую; кран должен проходить криволинейные участки пути.

Особенностью работы кранов на ж.-д. ходу является работа в условиях опирания на ограниченное пространство рабочей площадки верхнего строения пути земляного полотна. Подготовка опорных площадок предполагает выработку части балластной призмы, участка земляного полотна ж.-д. пути и устройство многоярусной шпальной выкладки (клетки) с целью создания условий опирания грузоподъемной машины [8, 54, 60]. Таким образом, кран работает на значительном возвышении, образуемом земляным полотном и шпальными клетями. В этих случаях давление на грунт значительно увеличивается и требования к подготовке площадки дополнительно возрастают.

Устойчивость стрелового крана на рабочей площадке зависит от многих причин, в том числе от конструктивного устройства самого грузоподъемного крана, совокупности действующих нагрузок, состояния грунта опорной поверхности, податливости шпальной выкладки, погодных условий. Существующие в настоящее время способы подготовки рабочих площадок, в том числе на слабых основаниях, сводятся в основном к мероприятиям по повышению его сопротивляемости деформированию от внешних нагрузок – методом уплотнения грунтов, применением инвентарных жестких элементов (плиты, щиты, шпалы), подсыпкой крупнозернистого дренирующего материала (песок, шлак, щебень и пр.) [45, 46, 47, 63]. В настоящее время не установлены четкие

технологические требования обеспечения устойчивости рабочей площадки. Основание площадки, на которой установлен кран, характеризуется несущей способностью: модулем деформации (допускаемой удельной нагрузкой) и величиной осадки грунта. Несущую способность основания, особенно грунтового, ряд указаний по эксплуатации грузоподъемных кранов рекомендует проверять до установки на нем крана с помощью плотномера-ударника ДорНИИ [45, 46, 47, 63]. Но, несущая способность грунта основания в плоскости опирания может быть неоднородна из-за внешних включений и со временем может изменяться в широких пределах и зависит в основном от технологии подготовки площадки, а осадка грунта под действием нагрузки опор крана происходит только спустя некоторый непредвиденный промежуток времени.

Распределение давлений между опорами стреловых кранов в процессе работы преимущественно зависит от пространственного положения центра масс крана в процессе вращения поворотной платформы [8]. Поэтому грунт рабочей площадки испытывает циклический режим нагружения. Кроме того, в основном имеет место неравномерное внедрение опорных плит аутригеров (или шпальных клеток) в грунт, что ведет к изменению углового положения рамы крановой установки и, следовательно, к раскачке перемещаемого груза и появлению горизонтальных составляющих реакций в узлах выносных опор.

Согласно принципу, положенному в основу базовой модели устойчивости свободно стоящего крана, для его опрокидывания требуется определенное количество кинетической энергии, необходимое для преодоления приращения потенциальной энергии, получаемой при повороте крановой установки вокруг ребра опрокидывания на угол, достаточный для перехода центра масс крана за ребро опрокидывания [42, 55]. В четырехопорном контуре ребро опрокидывания в общем случае может не совпадать с линией опорного контура, чаще всего имеет место трехопорная схема, когда одно из опорных устройств находится в состоянии отрыва от опорной поверхности [8]. Однако, в процессе вращения поворотной платформы при строго диагональном азимутальном расположении стрелового оборудования в течение определенного промежутка времени опирание

установки осуществляется только на две диагональные опоры [11]. Приращение потенциальной энергии, получаемое в процессе качения крановой установки вокруг оси, проходящей через эти опоры, преобразуется в кинетическую энергию удара штока гидродомкрата о подпятник, в результате чего происходит удар опорной плиты аутригера о шпальную клеть. Воздействие ударной нагрузки передается шпальной выкладкой на земляное полотно, вследствие чего происходит пластическая деформация продольного и поперечного профиля опорного грунта рабочей площадки. При этом участки земляного полотна под шпальной выкладкой, которые расположены ближе к рельсовому пути, находятся в более уплотненном состоянии.

Циклически повторяющийся процесс трансформации схемы опирания (при вращении поворотной платформы) нарушает равновесное состояние уплотненного грунта под опорой, вызывая прогрессирующую осадку диагонально расположенных опор, что влечет за собой увеличение угла наклона платформы, и, следовательно, снижает восстанавливающий момент крановой установки [8, 82].

В результате крановая установка может иметь достаточный запас устойчивости по опрокидывающему моменту в текущем азимутальном положении стрелового оборудования и ускоренно терять его в процессе вращения (то есть установка может находиться в горизонтальном положении и при этом быть на пределе устойчивости).

Таким образом, параметры напряженно-деформируемого состояния конструкции опорного контура зависят от пространственного положения центра масс крана, действия продольных и поперечных сил (весовые, инерционные и ветровые нагрузки), физико-механических свойств грунта рабочей площадки, а также от жесткостных свойств шпальных клетей.

### **1.3 Анализ нагружения гидроцилиндров вывешивания**

Совокупность внешних факторов, оказывающих воздействие на грузоподъемную машину, формирует характерное напряженно-деформированное

состояние элементов опорного контура, одним из проявлений которого являются контактные напряжения высокой интенсивности в сопряжении «поршень – зеркало гильзы» гидродомкрата, что приводит к увеличению уплотняемого зазора и снижению герметичности узла. С целью предотвращения возникновения остаточных пластических деформаций в телескопическом сочленении распространена практика устройства шпальных клетей с дополнительными ярусами шпал, позволяющее полностью не выдвигать шток гидроцилиндра аутригера при вывешивании крана на опорах, тем самым снижать контактные напряжения. Однако, наличие дополнительных ярусов шпальной выкладки в значительной степени снижают поперечную жесткость опорного узла аутригера, что негативно влияет на устойчивость грузоподъемной машины при торможении вращения поворотной платформы.

Гидроцилиндры вывешивания крана в отличие от гидроцилиндров рабочих органов грузоподъемных, строительных и дорожных машин подвергаются иному спектру силовых воздействий. В частности, в эксплуатационном состоянии в гидроцилиндрах вывешивания шток в процессе погрузочно-разгрузочных работ находится в неподвижном состоянии; движение штока происходит только при монтаже и демонтаже крана; но при этом они подвержены значительным осевым и инерционным усилиям, возникающие при вращении и торможении поворотной платформы грузоподъемной машины, что вызывает появление горизонтальных составляющих реакций опор.

Надежность работы опорных гидроцилиндров ССК зависит от ряда факторов, к которым относятся: параметры нагружения (значительная продольная сжимающая и поперечные силы, знакопеременные нагрузки, контактное давление, температура, скорость, вибрация, давление, частота нагружения); свойства материалов контактирующих элементов (грунт, шпальная выкладка, металлоконструкция, опорно-направляющие и уплотнительные элементы); геометрия контактирующих поверхностей.

Гидроцилиндры во время эксплуатации подвержены постепенным и внезапным отказам [73]. К постепенным относятся отказы, связанные с

изнашиванием поверхностей подвижных герметизируемых сопряжений. К внезапным – возникшие в связи с образованием дефектов, причиной появления которых можно считать всплески нагрузок, возникающие в связи с нарушением и изменением условий эксплуатации, превышением предельных нагрузок. Ряд отказов можно отнести как к внезапным, так и к постепенным.

Считается, что при отсутствии движения, в состоянии покоя штоков, все контактные уплотнения, как правило, обеспечивают надежное запираение жидкости [50]. Однако, известны случаи самопроизвольного проседания штока гидроцилиндра вывешивания при работе под нагрузкой из-за утечки рабочей жидкости из надпоршневой полости в штоковую полость при максимальном выдвигении штока; при этом опора незначительно проседает, после чего сразу останавливается, а через определенный период времени процесс повторяется. В случае отсутствия груза на крюке – проходит достаточно продолжительный промежуток времени, а в случае подъема и переноса груза – очень непродолжительный, что может привести к возникновению аварийной ситуации.

Для контактных уплотнений утечка происходит за счет заполнения жидкостью микронеровностей сопрягаемых поверхностей, получающихся при предварительной механической обработке и эксплуатационных повреждениях (деформациях). Как показывают эксперименты и опыт эксплуатации, утечка жидкости через уплотнения поршня больше, чем через уплотнение штока [50]. Как видно из графика на рисунке 1.5 утечка жидкости в единицу времени по мере накопления повреждений резко увеличивается [50].

Профилографирование зеркала гильзы аутригеров показывает наличие местных пластических деформаций стенок гидроцилиндра («развальцовка»), которые появляются вследствие контактных напряжений высокой интенсивности в сопряжении «поршень – зеркало гильзы», что приводит к увеличению уплотняемого зазора, при котором наблюдается разрушение и выдавливание направляющих поясков и манжет в уплотняемый зазор.

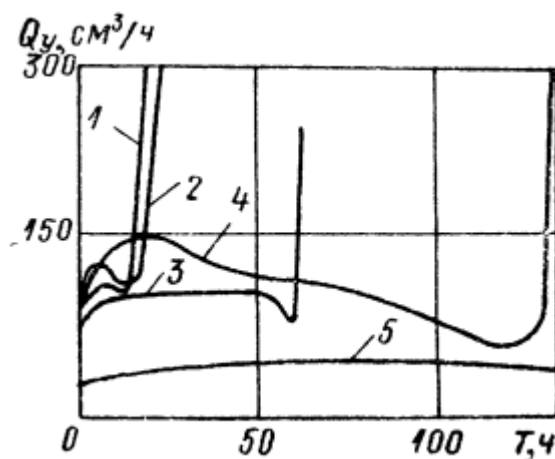


Рис. 1.5. Кривые утечки жидкости (относительная утечка жидкости):

1 – малогабаритная манжета при  $p = 500$  кгс/см<sup>2</sup> (поршень); 2 – кольцо круглого сечения с фторопластовой шайбой при  $p = 300$  кгс/см<sup>2</sup> (поршень); 3 – кольцо круглого сечения при  $p = 300$  кгс/см<sup>2</sup> (поршень); 4 и 5 – кольца круглого сечения при  $p = 100$  кгс/см<sup>2</sup> соответственно для штока и поршня [50]

Вследствие определенного конструктивного крепления силового гидроцилиндра к балке или кронштейну при работе гильза практически не испытывает осевой нагрузки и основную осевую нагрузку воспринимает шток.

Общим случаем опирания крановой установки является опирание на три опоры, с потерей контакта одной из опор с поверхностью. К характерным условиям нагружения гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана можно отнести резкое, скачкообразное изменение значения осевого усилия при трансформации схемы опирания, вследствие перемещения стрелового оборудования в сектор расположения разгруженной опоры. Воздействие ударной нагрузки передается шпальной выкладкой на земляное полотно, вследствие чего происходит пластическая деформация опорного грунта рабочей площадки. Снижение плотности участков земляного полотна в направлении обочины определяют направление сдвига верхних слоев грунта совместно со шпальной клетью (рис. 1.6, а).

Влияние этих факторов вызывает значительное отклонение положения опорного гнезда подушки от геометрического положения вертикальной оси гидроцилиндра. Таким образом, в процессе самоустановки пяты штока появляется

эксцентриситет, определяющий наличие момента, приложенного к оголовку штока (рис. 1.6, б).

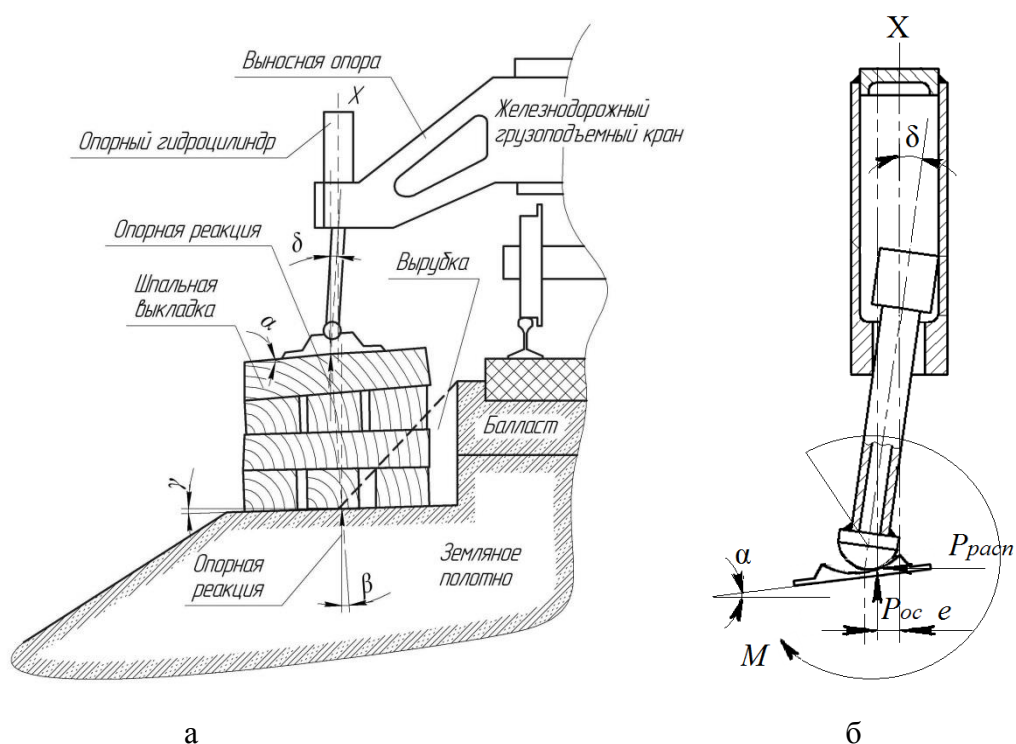


Рис. 1.6. Расчетные схемы:

а – Влияние деформации шпальной выкладки и опорного грунта на формирование внешних воздействий на гидроцилиндр аутригера; б – Формирование спектра внешних силовых факторов гидроцилиндра выносной опоры

$\alpha$  – угол наклона опорной плиты;  $\delta$  – угол перекоса штока;  $\beta$ ,  $\gamma$  – углы деформации шпальной выкладки;  $P_{ос}$  – осевая нагрузка;  $P_{расп}$  – распорная нагрузка;  $e$  – эксцентриситет;  $M$  – момент сил

Односторонний износ в условиях значительных контактных давлений, вследствие несоосности гильзы и штока, развивается довольно быстро, увеличивая первоначальный технологический зазор до значительных величин. При этом износ, как по длине, так и по периметру, носит ярко выраженный неравномерный характер. В этих условиях одна сторона уплотнительного узла оказывается перегруженной, а противоположная сторона – недогруженной, что влечет за собой утечку рабочей жидкости. При ходе штока возможно поступление абразивных частиц из внешней среды, что влечет за собой загрязнение всей гидросистемы и большой износ всех неподвижных и подвижных элементов

сопряжений гидроцилиндра и гидросистемы. Таким образом, в результате деформации и износа гильзы и элементов уплотнительных узлов происходит потеря герметизирующей способности гидроцилиндра.

Следовательно, с целью определения полной несущей способности силового гидроцилиндра, целесообразно рассмотреть его как элемент системы, которая учитывает: взаимодействие гидроцилиндра с конструкцией выносной опоры и опорной плитой с учетом действия статических и динамических нагрузок; взаимодействие опорной плиты со шпальной выкладкой; взаимодействие шпальной выкладки с грунтом; влияние рабочей жидкости на работу гидроцилиндра; утечку рабочей жидкости вследствие радиальной деформации корпуса гидроцилиндра и износа элементов уплотнительных узлов; продольную и поперечную деформацию штока, поршня, направляющей втулки и корпуса гидроцилиндра; усадку гидроцилиндра в результате перетечек рабочей жидкости. Напряженно-деформированное состояние гидроцилиндра вывешивания следует описывать с учетом перечисленных характеристик при определенном усилии на гидроцилиндре, определяя значимость каждого отдельного фактора или совокупности факторов.

#### **1.4 Анализ существующих методов исследования устойчивости ССК и оценки нагруженного состояния элементов опорного контура**

##### ***Методы исследования устойчивости ССК***

Методы исследования устойчивости ССК [8, 30, 71, 85], основанные на применении недеформированной схемы (как по основанию, на котором работает кран, так и по металлоконструкции), обладают рядом общеизвестных существенных недостатков, главным из которых является невозможность учета изменения геометрии металлоконструкции и податливости основания при деформировании под нагрузкой, что приводит к недооценке критериев устойчивости и несущей способности грузоподъемной машины и к невозможности всестороннего учета всех действующих сочетаний нагрузок, как статических, так и динамических.

Деформированная схема исследования наиболее полно отражает поведение и взаимодействие всех элементов рассматриваемой системы в процессе нагружения, особенно при наличии динамических нагрузок. Это прежде всего определение влияния внедрения опорных элементов грузоподъемного крана в грунтовую площадку. Величина просадки в первых работах данного направления [48, 80] определялась по линейной зависимости посредством коэффициента постели по Винклеру [69]. Дополнительный угол наклона, вызванный неравномерной осадкой, связывался либо с численным значением коэффициента запаса устойчивости, либо с изменением силового воздействия, влияющего на тот же коэффициент запаса [69].

Известно, что жесткостные параметры опорных элементов и рамы крана существенно влияют на устойчивость крана [48, 69, 76, 115]. Плоская схема с абсолютно жестким элементом на упругих опорах принята в качестве расчетной в многочисленных работах, посвященных устойчивости свободностоящего крана. Но в этом случае нельзя выявить полную картину нагружения гидроцилиндров аутригеров и точную величину угла наклона за счет просадки [12].

В работе [76] отмечается, что жесткость неподвижной рамы оказывает наиболее существенное влияние на распределение опорных нагрузок и при отрыве одной из опор устойчивость крана обеспечивается, но лишь при некотором соотношении масс и жесткостей металлоконструкции крана [69, 76].

В работе [31] отмечается, что действие большой кратковременной динамической нагрузки может вызвать отрыв некоторых опор, не лежащих на ребре опрокидывания, от основания; однако не обязательно за этим последует опрокидывание. Опыт эксплуатации подтверждает возможность кратковременного нарушения контакта опор крана с основанием при последующем его восстановлении; при этом отрыв не должен быть слишком велик. Однако процесс кратковременного нарушения контакта опор с основанием при последующем его восстановлении, то есть – явление балансирования крана, не изучено в полном объеме.

В работе [69] введена пространственная расчетная схема опорного контура, отражающая физическую картину деформирования системы «кран – грунт», построена и реализована методика определения накопления крена стрелового крана при повторном нагружении. Но предложенная расчетная схема опорного контура не применима к ж.-д. кранам, так как не учитывает влияние наличия шпальной выкладки и не учитывает влияние инерционных нагрузок на опорный контур грузоподъемной машины, которые особенно характерны для кранов на ж.-д. ходу вследствие большой инерционной массе движущихся частей крана при вращении и торможении.

В работе [20] представлена экспериментальная установка (модель крана), созданная в соответствии с выбранным «коэффициентом линейного моделирования» для проведения эксперимента по исследованию устойчивости крана. Однако, данный параметр не является научно обоснованным критерием подобия физической модели натурному образцу; соотношение жесткостных свойств реального крана и модели неизвестны (стрела модели имеет высокую жесткость в продольной плоскости, что никак не может соответствовать условию жесткости реальной конструкции); неясен материал модели (обоснованность применяемого материала); модель не учитывает собственную деформацию элементов; предложенная установка не учитывает динамические нагрузки. Таким образом, предложенная экспериментальная установка является примитивной, а ее адекватность, а, следовательно, и результаты, в данной работе являются крайне спорными.

В работе [42] предложена: методика оценки и прогнозирования просадки грунта под опорой мобильной грузоподъемной машиной, учитывающая взаимосвязь между нагрузками на опору и структурой грунта; регрессионная модель оценки опрокидывающего момента, позволяющая оценить эффект влияния просадки грунта под опорами на величину опрокидывающего момента. К недостаткам предложенной методики следует отнести факт учета нагружения только одной отдельной опоры и степень деформированности грунтового основания под этой опорой без учета влияния деформированности всей системы в

целом («рама – элементы опорного контура – грунтовое основание»), при этом нагрузкой на опору является вертикальная и статическая сосредоточенная сила.

В многочисленных исследованиях динамической устойчивости кранов принимаются различные критерии устойчивости. Основными из них являются: угол наклона крана; условие не отрыва опор крана от основания; время действия импульсной нагрузки; определение динамического коэффициента устойчивости крана сравнение его с нормативным значением; сравнение восстанавливающего и опрокидывающего момента, определенного с учетом динамической составляющей и просадки грунта под опорами; положение проекции центра масс грузоподъемной машины внутри зон устойчивости опорного контура [69]. Однако использование одного из вышеуказанных критериев в задачах динамической устойчивости недостаточно для полной оценки состояния грузоподъемной машины. Целесообразно использование интеллектуальной системы, которая по предварительным исследованиям, результаты которых были бы заложены в базу данных этой системы, определяла бы целесообразность использования определенного критерия или ряда взаимосвязанных критериев с целью оценки устойчивости крана во взаимосвязи с текущими характеристиками нагружения, несущей способности конструкции и опорного основания.

Применяются также вероятностные методы исследования устойчивости свободностоящих кранов, рассмотренные, например, в работах [31, 69]. Однако, оценка устойчивости и прочности элементов металлоконструкции крана вероятностными методами представляет большие трудности в связи со сложностями создания адекватной вероятностной модели, соответствующей физической, и базы статистических данных по нагруженности кранов в различных условиях эксплуатации с учетом особенностей каждого конкретного типа грузоподъемной машины.

#### ***Автоматизированное моделирование стреловых грузоподъемных кранов***

Отдельно необходимо отметить работы [32, 43, 44], направленные на создание системы автоматизированного моделирования стреловых грузоподъемных кранов (СГК) [32, 44] и на автоматизацию синтеза оптимальных

траекторий перемещения грузов СГК в неоднородном организованном трехмерном пространстве [43]. В данных работах приводятся результаты научных исследований по моделированию и автоматизации сложных динамических систем СГК с учетом влияния эксплуатационных и конструктивных факторов.

Такие разработанные комплексы могут быть применены для исследования рабочих процессов статики и динамики СГК при различных сочетаниях и комбинациях нагрузок в целях определения влияния расчетных нагрузок на СГК.

Альтернативным методом управления грузоподъемным краном может быть интеллектуальная система управления на основе экспериментальных данных работы крана и нечеткой логики. В работе [29] предлагается адаптивная математическая модель функционирования системы управления стреловым краном в режиме перемещения груза, которая основана на математическом аппарате нечеткой логики и нейронных сетей. В ряде работ [88, 94, 104, 109, 113] предлагается и обосновывается использование нечеткой логики при эксплуатации грузоподъемных кранов, направленное на повышение производительности и безопасности производства погрузочно-разгрузочных работ. В целом, направление совершенствования адаптивных интеллектуальных моделей рабочих процессов дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин является перспективным в машиностроительной отрасли.

Таким образом, математическое моделирование динамики работы грузоподъемных машин открывает широкие возможности исследования рабочих процессов СГК, при этом одним из достоинств является возможность представления исследуемых процессов в трехмерном пространстве. Это является принципиальным отличием от большинства ранних работ по данной тематике.

### ***Методы определения опорных нагрузок ССК***

Статические характеристики эксплуатационных распределений нагрузок на опоры пневмоколесных грузоподъемных кранов при учете упругости опор рассматривались в работах [8, 14, 71], в которых приводятся формулы для определения реакций опор крана при работе механизма вращения с учетом жесткостных свойств опорного контура и грунта, рассматривается метод

определения нагрузок на опоры для четырехопорной и трехопорной расчетной схемы опирания, так как чаще всего имеет место трехопорная схема, когда одно из опорных устройств находится в состоянии отрыва от опорной поверхности и опирание осуществляется в трех точках.

Нагрузки, воспринимаемые выносными опорами, определяются по тем же формулам, что и опорные нагрузки пневмо- и рельсо-колесных кранов, при подстановке соответствующих значений колеи и базы, с возможностью перехода с четырехточечной на трехточечную опорную базу. Зная опорную вертикальную нагрузку, находится сила на штоке гидроцилиндра и ее вертикальные и горизонтальные составляющие из равенства нулю суммы проекций всех сил на горизонтальную и вертикальную оси при крайнем положении опоры, по которой определяются диаметры поршня, штока гидроцилиндра и др.

В работе [8] в основных формулах определения опорных нагрузок приводится коэффициент распределения ( $K_p$ ) опрокидывающего момента, действующего поперек шасси, который зависит от жесткости при кручении несущей системы шасси, передних и задних опорных элементов (шины с рессорами или гидроопоры).

В работе [71] в основных формулах определения опорных нагрузок приводится выражение, включающее в себя жесткости заднего и переднего мостов, умноженное с опрокидывающим моментом, действующего поперек шасси. Жесткости заднего и переднего мостов зависят от жесткости рессор мостов, шин, основания (грунта). Давления на аутригеры определяются аналогично давлениям на колеса: жесткость рессор и шин заменяется на жесткость выносных опор.

В работе [83] в основных формулах определения опорных нагрузок вводится коэффициенты восприятия опрокидывающего момента рамой в продольном и поперечном направлении ( $K_{p.попер}$ ,  $K_{p.прод}$ ), которые зависят от жесткости рамы при изгибном кручении в продольном и поперечном направлениях и от жесткости выносных элементов опор при изгибе; жесткость

опор характеризуется жесткостью гидравлической опоры и жесткостью грунта под опорой.

Основными задачами исследования взаимодействия грузоподъемного крана с грунтовым основанием в работах [8, 83, 96, 110] является: обеспечение устойчивости крана и определение действующих нагрузок на аутригеры. Однако в данных исследованиях не уделено должного внимания подробной математической модели грунта (не рассматриваются нелинейные свойства), особенностям взаимодействия конструктивных элементов машин с грунтом, влиянию опорного основания на несущую способность элементов опорного контура.

### ***Анализ прочности и выносливости деталей машин и металлических конструкций***

В настоящее время анализ прочности деталей машин и металлических конструкций грузоподъемных машин проводят по двум методам – по допускаемым напряжениям и по предельным состояниям, первый из которых предусматривает применение общего коэффициента запаса прочности, а второй метод – частных коэффициентов надежности по каждому сочетанию нагрузок и по предельному напряжению [2].

Использование единого коэффициента запаса прочности в полной мере не отражает текущее состояние металлоконструкции. Наибольшее распространение при анализе элементов конструкции и механизмов находит дифференциальный метод определения допускаемых напряжений, основанный на установлении коэффициента запаса прочности детали или элемента в зависимости от степени ее (его) ответственности и режима работы механизма или конструкции.

Метод предельных состояний характеризуется полнотой оценки несущей способности и надёжности конструкций благодаря учёту: вероятностных свойств действующих на конструкции нагрузок и сопротивлений этим нагрузкам; особенностей работы отдельных видов конструкций; пластических свойств материалов. Однако данный метод применительно к крановой специфике изучен пока недостаточно.

Поэтому оценка несущей способности конструкций грузоподъемных машин в текущей работе будет проводиться согласно дифференциальному методу анализа по допускаемым напряжениям.

### *Методы анализа гидроцилиндров*

Анализ силовых гидроцилиндров грузоподъемных и строительных машин проводят с целью определения их основных технических параметров, прочности и устойчивости. Анализ на прочность и устойчивость ведется зачастую по упрощенным расчетным схемам, в качестве которых в большинстве работ принят стержень ступенчато-переменной жесткости, нагруженный продольной (осевой или приложенной с эксцентриситетом) силой. Для оценки устойчивости выдвинутого штока поршневых гидроцилиндров распространен расчет, основанный на формуле Эйлера. Среди работ, в которых подробно рассматриваются вопросы прочности гидроцилиндров, можно выделить [12, 39, 41, 51].

В работе [13], в отличие от остальных работ, впервые была приведена расчетная схема гидроцилиндра выносной опоры при опирании на шпальную выкладку. Однако недостатком данной расчетной схемы является отсутствие учета динамического нагружения.

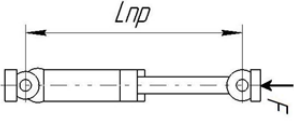
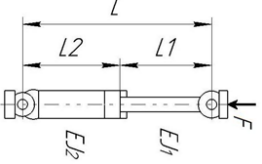
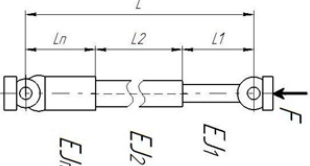
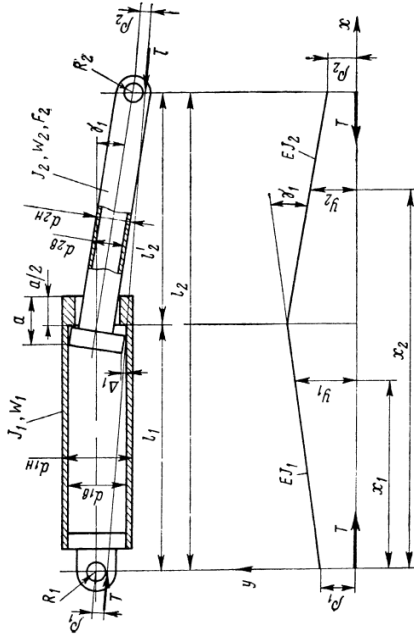
Контактное взаимодействие сопряженных элементов гидроцилиндра определяют надежность работы гидродвигателя возвратно-поступательного движения. Зазоров сочлененных элементов гидроцилиндра оказывают значительное влияние на напряженно-деформированное состояние элементов гидроцилиндра.

Зазоры в подвижных соединениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» приводят к перекосу продольных осей штока и цилиндра при эксцентричном приложении нагрузки и изменению условий взаимодействия контактирующих элементов. Такой гидроцилиндр может быть подвержен нагружению по следующим расчетным схемам: только центральные продольные сжимающие нагрузки; только эксцентричные продольные сжимающие нагрузки;

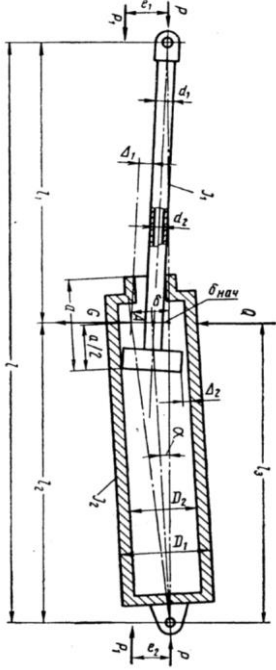
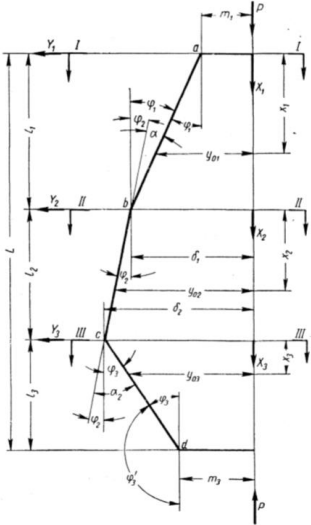
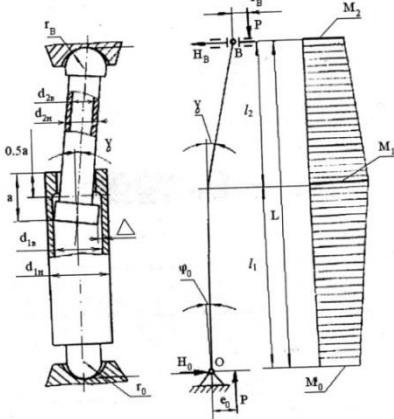
центральные продольные сжимающие нагрузки и поперечная сила; эксцентричные продольные сжимающие нагрузки и поперечная сила.

Таким образом, общая расчетная схема гидроцилиндра должна отражать все эти условия. В целях систематизации существующих подходов оценки несущей способности и устойчивости силовых гидроцилиндров составлена таблица 1.3.

Таблица 1.3. Классификация методов исследования гидроцилиндра

Расчетная схема	Основная идея, критерий
	<p>Критическая сила по Эйлеру:</p> $F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(\mu L)^2}$
	<p>Критическая сила по Эйлеру с учетом <math>EI_1, EI_2</math>:</p> $F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(\mu L)^2}$
	<p>Критическая сила по Эйлеру с учетом <math>EI_1, \dots, EI_n</math>:</p> $F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(\mu L)^2}$
	<p>Анализ прочности заключается в определении результирующих напряжений, вызванных действием продольных сил, изгибающих моментов и давления рабочей жидкости, цилиндра и штока и сравнении их с допустимыми [41, 58].</p> <p>Анализ устойчивости заключается в определении величины критической силы и запаса устойчивости и сравнении последнего допустимым [41, 58].</p> <p>Величина критической силы:</p> $T_{\kappa} = \left( \sqrt{\frac{T_{\kappa}}{J_2}} \right)^2 \cdot J_2$

## Продолжение таблицы 1.3

Расчетная схема	Основная идея, критерий
	<p>Анализ прочности и устойчивости включает в себя определение величины критической сжимающей силы и наибольшего напряжения от сжатия и изгиба при рабочей нагрузке (использовались направляющие материалы Гипроуглемаша) [51].</p> <p>Критическая сила определяется согласно:</p> $\frac{P_{кр}}{E_1 \cdot J_1} + \frac{P_{кр}}{E_2 \cdot J_2} = 0$ $\operatorname{tg} \left( l_1 \frac{P_{кр}}{E_1 \cdot J_1} \right) + \operatorname{tg} \left( l_2 \frac{P_{кр}}{E_2 \cdot J_2} \right) = 0$ <p>Наибольшее напряжение от сжатия и прогиба:</p> $\sigma = \frac{P}{F} + \frac{P \cdot \delta}{W}$
	<p>Определение максимальных величин прогибов и напряжений на отдельных участках цилиндра и нахождению запаса прочности на каждом участке [51].</p> <p>Напряжения на отдельных участках гидроцилиндра:</p> $\sigma = \frac{P}{F} + \frac{P \cdot y_{\max}}{W}$
	<p>Анализ устойчивости заключается в определении критических сил, запасов устойчивости и сравнении расчетных запасов с допустимыми. Критическая сила для многораздвижных стоек и домкратов определяется по формуле [57]:</p> $P_{кр} = \frac{\pi^2 E}{L} \left[ \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{J_i} \left  x - \frac{L}{2\pi} \sin \frac{2\pi x}{L} \right _{L_{i-1}}^{L_i} \right]^{-1}$ <p>Анализ цилиндров и штоков на прочность заключается в определении эквивалентных напряжений как со стороны сжатого, так и со стороны растянутого слоя.</p>

## Продолжение таблицы 1.3

Расчетная схема	Основная идея, критерий
	<p>Критерий работоспособности гидроцилиндра отдельно по его несущей способности и герметизирующей способности его уплотнительных узлов, а также комплексный критерий надёжности и работоспособности гидроцилиндра [39]. * Расчётная схема нагружения гидроцилиндра динамической нагрузкой.</p>
	<p>Критическая сила <math>P_{кр}</math>. Трансцендентное уравнение: <math>k_1 \text{ctg} k_1 L_1 + k_2 \text{ctg} k_2 L_2 - \kappa = 0</math> [108].</p>
	<p>Математическая модель гидроцилиндра, устанавливающая взаимосвязь между параметрами напряженно-деформированного состояния в сечениях гидроцилиндра и условиями нагружения, отражающая степень взаимодействия элементов между собой и максимально приспособленная для реализации на ЭВМ [12].</p>
	<p>Приведен анализ нагружения гидроцилиндра выносной опоры при опирании на шпальную выкладку [64].</p>

Широко используемая в настоящее время проектная схема расчета гидроцилиндра предусматривает только действие осевой нагрузки и составляющей от распорной нагрузки, которые приложены к оголовку штока. Однако, применение данной расчетной схемы без учета взаимодействия гидродомкрата выносной опоры с сопряженными элементами опорного контура и без влияния динамических нагрузок не отражает полную картину напряженного состояния элементов гидроцилиндра. Помимо этого, известные методики

исследования гидроцилиндров являются аналитическими, которые не учитывают краевые эффекты, конструктивные особенности гидроцилиндров.

Эффективность работы гидроцилиндра зависит в основном от работы уплотнений поршня и штока, шероховатость сопрягаемых поверхностей которых в значительной степени определяет качество уплотнения. Износ уплотнений, местные деформации стенок гильзы и штока, образованные эксплуатационными повреждениями, приводят к увеличению шероховатости поверхностей, что ведет к повышению утечек жидкости через уплотняемый зазор. В случае значительных деформаций, вследствие контактных напряжений высокой интенсивности в сопряжении «поршень – зеркало гильзы», возникших в результате радиальных смещений поршня и элементов уплотнительного узла, процесс качественной герметизации гидроцилиндра практически невозможен.

Адекватные значения напряженно-деформированного состояния элементов гидроцилиндров аутригеров ж.-д. кранов могут быть получены только при рассмотрении системы «опора – шпальная клеть – грунт» в процессе динамического нагружения с учетом жесткостных параметров сочлененных элементов и условий их взаимодействия.

### **1.5 Выводы по главе. Основные задачи исследования**

1. Анализ литературных источников, научно-исследовательских работ и нормативно-технической документации по анализу эксплуатации кранов на ж.-д. ходу показал, что в настоящее время недостаточно изучен процесс нагружения элементов опорного контура с учетом деформированности элементов гидроцилиндров, податливости и внедрения шпальной выкладки в грунтовое основание земляного полотна ж.-д. пути в процессе динамического нагружения.

2. При эксплуатации кранов на ж.-д. ходу возникают определенные трудности при выполнении погрузочно-разгрузочных работ, которые не учтены при анализе и эксплуатации пневмоколесных ССК, вследствие: устройства многоярусной шпальной выкладки; большой инерционной массы движущихся частей крана при вращении и торможении; опирания с учетом специфического

очертания продольного профиля ж.-д. пути; возведения клетей на краевой зоне ж.-д. пути; неравномерной жесткости участков земляного полотна; возникновения местных повреждений ж.-д. полотна под действием высоких вертикальных и инерционных нагрузок при работе крана; труднодоступности участков работ, которая усложняет подготовку опорных площадок; ручного способа устройства шпальной выкладки.

На криволинейных участках пути вследствие возвышения наружного рельса в процессе вывешивания и выполнения погрузочно-разгрузочных работ может произойти не попадания колесной пары ходовой тележки на рельсовую колею.

Недоучет влияния динамических нагрузок на устойчивость грунтов основания и шпальной клетки в ряде случаев приводит к деформациям профиля рабочей площадки, что ведет к прогрессирующему увеличению угла наклона крановой установки, к значительной высоко инертной раскачке груза и к появлению значительных горизонтальных составляющих реакций опор, что может привести к потере устойчивости грузоподъемного крана. Недоучет влияния динамических нагрузок, формирующих определенное напряженно-деформированное состояние элементов опорного контура, приводит к появлению контактных напряжений высокой интенсивности в сопряжении «поршень – зеркало гильзы» гидродомкрата, что вызывает снижение герметичности узла.

Вследствие неравномерного уплотнение и просадки грунта под опорами в процессе трансформации опорного контура возникает кратковременное явление балансирования ССК на диагонально расположенных опорах, при этом элементы опорного контура могут испытывать нештатный режим нагружения [11], которое не учтено ни одной из существующих методик исследования.

Перечисленное указывает на необходимость усовершенствования методов анализа опорного контура ж.-д. кранов, обладающих большой инерционной массой, при опирании на ограниченное пространство участка земляного полотна или верхнего строения пути.

3. Цель диссертационной работы заключается в обеспечении устойчивости грузоподъемных машин (на примере ж.-д. крана), прочности и работоспособности

их конструктивных элементов путем исследования и разработки методов анализа грузоподъемных кранов, находящихся в динамическом режиме нагружения (в том числе ненормируемого) с учетом податливости опорного основания.

4. В связи с поставленной целью в работе ставятся и решаются следующие задачи:

4.1. Разработать пространственную расчетную математическую модель динамики работы ж.-д. крана, адекватно отражающую физическую картину деформирования системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт».

4.2. Определить влияние просадки и деформированности грунтового основания под опорой ССК на устойчивость и несущую способность элементов опорного контура с учетом структуры грунта.

4.3. Определить зависимость изменения величины составляющих реакций опор с учетом влияния инерционных нагрузок при вращении поворотной части крана грузом на вылете стрелового оборудования и наличия просадки грунта под опорой.

4.4. Определить зависимости и закономерностей изменения кинематических и динамических характеристик при балансировании крана на выносных опорах, определение величины критической ударной нагрузки.

4.5. Исследовать вывешивание и работу ж.-д. крана в кривых участках пути.

4.6. Установить закономерности формирования нагрузок на гидроцилиндры аутригеров в опорном контуре грузоподъемного крана с учетом деформируемости элементов конструкции, свойств грунта, шпальной выкладки и инерционных нагрузок в трехмерной постановке задачи.

4.7. Определить зависимости утечек в гидроцилиндрах вывешивания от всего действующего спектра внешних силовых факторов.

4.8. Выполнить валидацию виртуального прототипа ССК на основе проведения натурного эксперимента по исследованию процесса трансформации ядра опирания.

4.9. Разработать систему управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины.

## **Глава 2 Исследование взаимодействия элементов опорного контура железнодорожного грузоподъемного крана с опорной поверхностью с учетом динамических нагрузок**

### **2.1 Математическая модель взаимодействия элементов опорного контура железнодорожного грузоподъемного крана с грунтовой опорной поверхностью с учетом динамических нагрузок**

Реакции выносных опор грузоподъемного крана зависят от многих факторов и могут быть определены по методикам, изложенным в [8, 71]. Однако, в случае податливости грунтового основания и вдавливания опорных элементов в грунт изменяется и величина реакции выносной опоры, при этом в процессе вращения при разгрузке опоры происходит частичное восстановление осадки [38], что не отражено ни в одной из существующих расчетных схем грузоподъемных кранов. Осадка грунта с одной стороны зависит от приложенной нагрузки (реакция опор крана), но с другой – значение осадки влияет на величину этой же приложенной нагрузки.

Одной из особенностей работы железнодорожного (ж.-д.) крана является опирание грузоподъемной машины на специальные элементы – шпальные выкладки (клетки) [54, 60], которые устанавливаются на обочине ж.-д. пути и которые в значительной степени влияют на устойчивость и ресурс грузоподъемного крана.

С целью установления характера взаимодействия элементов опорного контура ж.-д. грузоподъемного крана с грунтовой опорной поверхностью проводятся виртуальные эксперименты и исследования на численной модели системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» в трехмерной постановке, которая настраивается согласно: системе дифференциальных уравнений, решение которой описывало бы с достаточной точностью свободные колебания секций телескопической стрелы, груза и рамы с учетом податливости основания; реакциям опор; геометрическому соответствию конструктивной структуры элементов, деталей и узлов грузоподъемного крана; жесткостным и

прочностным параметрам элементов, деталей и узлов грузоподъемного крана и шпальных выкладок; теории механики грунтов.

Компьютерное моделирование осуществляется в среде специализированного функционала Simulation и Motion программного комплекса SolidWorks [5, 114]. Компьютерное моделирование позволяет рассмотреть объект исследования как целостный комплекс взаимосвязанных элементов. Исследуемая численная 3D-модель системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» представляет собой модель участка ж.-д. пути, на котором располагаются модели шпальных клетей и грузоподъемного крана с грузом, созданного на основе ж.-д. крана Сокол 80.01 (рис. 2.1).

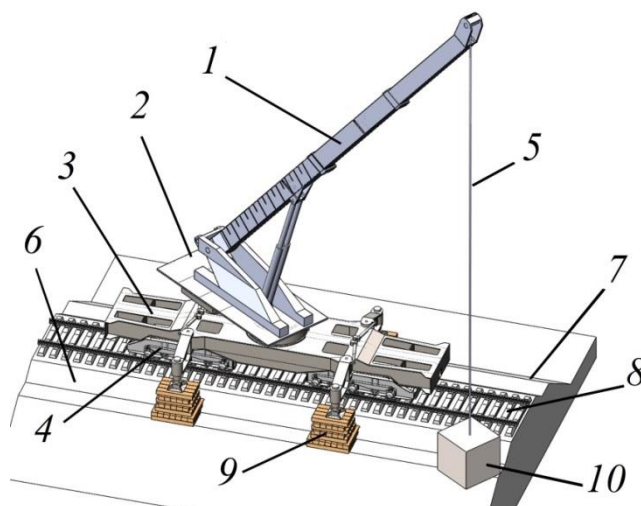


Рис. 2.1. Численная модель системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт»

Численная модель грузоподъемного крана: 1 – телескопическая стрела, 2 – поворотная платформа, 3 – подкрановая платформа, 4 – ходовая тележка, 5 – грузовой канат.

Модель участка ж.-д. пути: 6 – балластная призма, 7 – земляное полотно, 8 – рельсошпальная решётка.

Прочие элементы: 9 – шпальная клеть, 10 – груз.

Simulation SolidWorks – модуль, предназначенный для решения задач механики деформируемого твердого тела методом конечных элементов (МКЭ) [5, 114]. Функционал Motion анализирует сборку SolidWorks, транслируя ее в условную модель механизма с учетом массово-инерционных характеристик

деталей, и далее, для математической модели строит систему дифференциальных уравнений движения, которая решается путем интегрирования.

Исследования с учетом особенностей материала разной физической природы (металл, грунт, древесина) дает более точные результаты. Поэтому с целью учета физико-механических свойств подстилающей опорной поверхности и определения характера контакта аутригеров со шпальными клетями и шпальных клеток с опорой в расчетную область вводится реологическая модель грунта ж.-д. пути (земляное полотно, балластная призма) и реологические модели шпальной выкладки.

### **2.1.1 Определение свободных колебаний системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт»**

Определение свободных колебаний системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» осуществляется по известной методике, заключающейся в решении системы дифференциальных уравнений, изложенной в [86].

Система дифференциальных уравнений, решение которой описывало бы с достаточной точностью свободные колебания секций телескопической стрелы, груза на грузовом канате и рамы, которая включает поворотную и неповоротную часть и корневую секцию, с учетом податливости основания, может быть получена из уравнений Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j, \quad (j = 1, 2, \dots, s), \quad (2.1)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы,  $\Pi$  – потенциальная энергия системы,  $Q_j$  – обобщенная сила,  $q_j$  – обобщенная координата системы,  $s$  – число степеней свободы системы.

Положение системы определяется пятью параметрами (степень свободы, независимые обобщенные координаты): углом наклона рамы  $\varphi_0$ , углом наклона средней секции телескопической стрелы  $\varphi_1$ , углом наклона концевой секции телескопической стрелы  $\varphi_2$ , вертикальным перемещением груза  $y_g$ , вертикальным

перемещением рамы  $y_r$ . В соответствии с числом независимых обобщенных координат данной механической системы имеем для нее пять уравнений Лагранжа II рода.

Расчетная схема грузоподъемного крана приведена на рисунке 2.2; на рисунке указаны следующие обозначения:  $J_1$  – момент инерции средней секции стрелы,  $m_1$  – масса средней секции,  $l_1$  – длина средней секции,  $a_1 = l_1/2$ ,  $x_1$  и  $y_1$  – координаты центра тяжести средней секции,  $J_2$  – момент инерции концевой секции стрелы,  $m_2$  – масса концевой секции,  $l_2$  – длина концевой секции,  $a_2 = l_2/2$ ,  $x_2$  и  $y_2$  – координаты центра тяжести концевой секции,  $\varphi_3$  – угол наклона телескопической стрелы,  $m_g$  – масса груза,  $n$  – подвес груза,  $x_3$  и  $y_3$  – координаты центра тяжести груза,  $m_r$  – масса рамы,  $l$  – расстояние от центра тяжести рамы до выносной опоры,  $C_1$  – жесткость опорных элементов средней секции стрелы,  $C_2$  – жесткость опорных элементов концевой секции стрелы,  $C_g$  – жесткость грузового каната,  $C_r$  – жесткость опорной поверхности (грунта) под одной опорой.

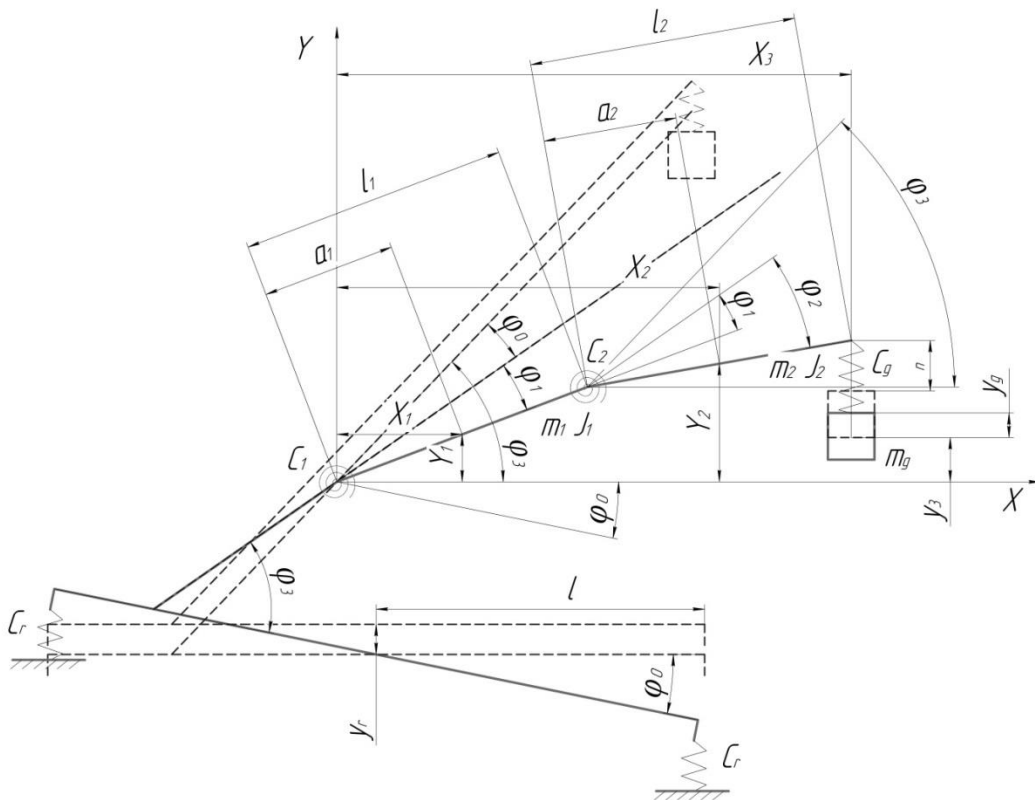


Рис. 2.2. Расчетная схема грузоподъемного крана

Кинетическая энергия системы равна:

$$T = \sum_{j=1}^s T_j = \frac{1}{2} J_1 (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_0)^2 + \frac{1}{2} m_1 [\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2] + \frac{1}{2} J_2 (\dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_0)^2 + \frac{1}{2} m_2 [\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2] + \frac{1}{2} m_g [\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2] + \left[ \frac{1}{2} m_r \dot{y}_r^2 + \frac{1}{2} J_0 \dot{\varphi}_0^2 \right], \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} y_1 &= a_1 \sin(\varphi_3 - \varphi_0 - \varphi_1) - y_r; & x_1 &\approx 0 \\ y_2 &= l_1 \sin(\varphi_3 - \varphi_0 - \varphi_1) + a_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_0 - \varphi_2) - y_r; & x_2 &\approx 0 \\ y_3 &= l_1 \sin(\varphi_3 - \varphi_0 - \varphi_1) + l_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_0 - \varphi_2) - n - y_g - y_r; & x_3 &\approx 0 \end{aligned}, \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \dot{y}_1^2 &\approx [a_1 \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (-\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) - \dot{y}_r]^2; & \dot{x}_1^2 &\approx 0 \\ \dot{y}_2^2 &\approx [l_1 \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (-\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) + a_2 \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (-\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2) - \dot{y}_r]^2; & \dot{x}_2^2 &\approx 0 \\ \dot{y}_3^2 &\approx [l_1 \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (-\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_1) + l_2 \cdot \cos(\varphi_3) \cdot (-\dot{\varphi}_0 - \dot{\varphi}_2) - \dot{y}_g - \dot{y}_r]^2; & \dot{x}_3^2 &\approx 0 \end{aligned}, \quad (2.4)$$

где  $T_j, j = 1 - 5$  – кинетическая энергия подкрановой платформы, средней секции телескопической стрелы, концевой секции телескопической стрелы, груза, рамы.

Потенциальная энергия системы равна:

$$P = \sum_{j=1}^s P_j = \frac{1}{2} C_1 \varphi_1^2 + \frac{1}{2} C_2 (\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2} C_g y_g^2 + \left[ 2 \frac{1}{2} C_r (y_r + l\varphi_0)^2 + 2 \frac{1}{2} C_r (y_r - l\varphi_0)^2 \right], \quad (2.5)$$

где  $P_j, j = 1 - 5$  – потенциальная энергия подкрановой платформы, средней секции телескопической стрелы, концевой секции телескопической стрелы, груза, рамы.

Определив частые производные и производные по времени, уравнения Лагранжа приводятся к следующей системе линейных однородных дифференциальных уравнений второго порядка с постоянными коэффициентами:

$$\begin{cases} a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 + a_{13}\ddot{q}_3 + a_{14}\ddot{q}_4 + a_{15}\ddot{q}_5 + c_{11}q_1 + c_{12}q_2 + c_{13}q_3 + c_{14}q_4 + c_{15}q_5 = 0 \\ a_{21}\ddot{q}_1 + a_{22}\ddot{q}_2 + a_{23}\ddot{q}_3 + a_{24}\ddot{q}_4 + a_{25}\ddot{q}_5 + c_{21}q_1 + c_{22}q_2 + c_{23}q_3 + c_{24}q_4 + c_{25}q_5 = 0 \\ a_{31}\ddot{q}_1 + a_{32}\ddot{q}_2 + a_{33}\ddot{q}_3 + a_{34}\ddot{q}_4 + a_{35}\ddot{q}_5 + c_{31}q_1 + c_{32}q_2 + c_{33}q_3 + c_{34}q_4 + c_{35}q_5 = 0 \\ a_{41}\ddot{q}_1 + a_{42}\ddot{q}_2 + a_{43}\ddot{q}_3 + a_{44}\ddot{q}_4 + a_{45}\ddot{q}_5 + c_{41}q_1 + c_{42}q_2 + c_{43}q_3 + c_{44}q_4 + c_{45}q_5 = 0 \\ a_{51}\ddot{q}_1 + a_{52}\ddot{q}_2 + a_{53}\ddot{q}_3 + a_{54}\ddot{q}_4 + a_{55}\ddot{q}_5 + c_{51}q_1 + c_{52}q_2 + c_{53}q_3 + c_{54}q_4 + c_{55}q_5 = 0 \end{cases}, \quad (2.6)$$

где:

$$\left\{ \begin{array}{l} q_1 = \varphi_0; \quad q_2 = \varphi_1; \quad q_3 = \varphi_2; \quad q_4 = y_g; \quad q_5 = y_r; \quad B = \cos(\varphi_3); \\ a_{11} = J_1 + m_1 a_1 B + J_2 - m_2 l_1 B - m_2 a_2 B - m_g l_1 B - m_g l_2 B + J_0; \\ a_{12} = J_1 + m_1 a_1 B - m_2 l_1 B - m_g l_1 B; \quad a_{13} = J_2 - m_2 a_2 B - m_g l_2 B; \quad a_{14} = -m_g; \\ a_{15} = m_1 - m_2 - m_g; \quad a_{21} = J_1 + m_1 a_1 B + m_2 l_1 B + m_2 a_2 B + m_g l_1 B + m_g l_2 B; \\ a_{22} = J_1 + m_1 a_1 B + m_2 l_1 B + m_g l_1 B; \quad a_{23} = m_2 a_2 B + m_g l_2 B; \quad a_{24} = m_g; \\ a_{25} = m_1 + m_2 + m_g; \quad a_{31} = J_2 + m_2 l_1 B + m_2 a_2 B + m_g l_1 B + m_g l_2 B; \\ a_{32} = m_2 l_1 B + m_g l_1 B; \quad a_{33} = J_2 + m_2 a_2 B + m_g l_2 B; \quad a_{34} = m_g; \quad a_{35} = m_2 + m_g; \\ a_{41} = m_g l_1 B + m_g l_2 B; \quad a_{42} = m_g l_1 B; \quad a_{43} = m_g l_2 B; \quad a_{44} = m_g; \quad a_{45} = m_g; \\ a_{51} = m_1 a_1 B + m_2 l_1 B + m_2 a_2 B + m_g l_1 B + m_g l_2 B; \quad a_{52} = m_1 a_1 B + m_2 l_1 B + m_g l_1 B; \\ a_{53} = m_2 a_2 B + m_g l_2 B; \quad a_{54} = m_g; \quad a_{55} = m_1 + m_2 + m_g + m_r. \end{array} \right. , \quad (2.7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} c_{11} = 4C_r l^2; \quad c_{12} = 0; \quad c_{13} = 0; \quad c_{14} = 0; \quad c_{15} = 0; \\ c_{21} = 0; \quad c_{22} = C_1 + C_2; \quad c_{23} = -C_2; \quad c_{24} = 0; \quad c_{25} = 0; \\ c_{31} = 0; \quad c_{32} = -C_2; \quad c_{33} = C_2; \quad c_{34} = 0; \quad c_{35} = 0; \\ c_{41} = 0; \quad c_{42} = 0; \quad c_{43} = 0; \quad c_{44} = C_g; \quad c_{45} = 0; \\ c_{51} = 0; \quad c_{52} = 0; \quad c_{53} = 0; \quad c_{54} = 0; \quad c_{55} = 4C_r; \end{array} \right. , \quad (2.8)$$

Уравнения (2.6) определяют свободные колебания системы с 5 степенями свободы. Частные решения этих уравнений имеют вид:

$$q_j = A_j \sin(kt + \beta) = \mu_j A_1 \sin(kt + \beta), \quad (2.9)$$

$$\text{где: } \mu_j = \frac{A_j}{A_1}, \quad (j = 1, 2, \dots, 5), \quad (2.10)$$

Подставляя значения  $q_j$  в уравнения (2.6) и преобразовав полученные уравнения, получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} (c_{11} - a_{11} k^2) \mu_1 + (c_{12} - a_{12} k^2) \mu_2 + (c_{13} - a_{13} k^2) \mu_3 + (c_{14} - a_{14} k^2) \mu_4 + \\ + (c_{15} - a_{15} k^2) \mu_5 = 0 \\ (c_{21} - a_{21} k^2) \mu_1 + (c_{22} - a_{22} k^2) \mu_2 + (c_{23} - a_{23} k^2) \mu_3 + (c_{24} - a_{24} k^2) \mu_4 + \\ + (c_{25} - a_{25} k^2) \mu_5 = 0 \\ (c_{31} - a_{31} k^2) \mu_1 + (c_{32} - a_{32} k^2) \mu_2 + (c_{33} - a_{33} k^2) \mu_3 + (c_{34} - a_{34} k^2) \mu_4 + \\ + (c_{35} - a_{35} k^2) \mu_5 = 0 \\ (c_{41} - a_{41} k^2) \mu_1 + (c_{42} - a_{42} k^2) \mu_2 + (c_{43} - a_{43} k^2) \mu_3 + (c_{44} - a_{44} k^2) \mu_4 + \\ + (c_{45} - a_{45} k^2) \mu_5 = 0 \\ (c_{51} - a_{51} k^2) \mu_1 + (c_{52} - a_{52} k^2) \mu_2 + (c_{53} - a_{53} k^2) \mu_3 + (c_{54} - a_{54} k^2) \mu_4 + \\ + (c_{55} - a_{55} k^2) \mu_5 = 0 \end{array} \right. , \quad (2.11)$$

Система уравнений (2.11) линейных и однородных относительно неизвестных постоянных  $\mu_j$  ( $j = 1, 2, \dots, 5$ ), может иметь решение, отличное от нуля, лишь в том случае, если определитель этой системы равен нулю. Из этого условия получаем следующее уравнение частот свободных колебаний системы:

$$\Delta(k^2) = \begin{vmatrix} c_{11} - a_{11}k^2 & c_{12} - a_{12}k^2 & c_{13} - a_{13}k^2 & c_{14} - a_{14}k^2 & c_{15} - a_{15}k^2 \\ c_{21} - a_{21}k^2 & c_{22} - a_{22}k^2 & c_{23} - a_{23}k^2 & c_{24} - a_{24}k^2 & c_{25} - a_{25}k^2 \\ c_{31} - a_{31}k^2 & c_{32} - a_{32}k^2 & c_{33} - a_{33}k^2 & c_{34} - a_{34}k^2 & c_{35} - a_{35}k^2 \\ c_{41} - a_{41}k^2 & c_{42} - a_{42}k^2 & c_{43} - a_{43}k^2 & c_{44} - a_{44}k^2 & c_{45} - a_{45}k^2 \\ c_{51} - a_{51}k^2 & c_{52} - a_{52}k^2 & c_{53} - a_{53}k^2 & c_{54} - a_{54}k^2 & c_{55} - a_{55}k^2 \end{vmatrix} = 0, \quad (2.12)$$

Уравнение (2.12) является уравнением 5-й степени относительно  $k^2$ ; из этого уравнения можно определить все частоты свободных колебаний системы  $k_j$  ( $j = 1, 2, \dots, 5$ ), так как  $k_j^2$  ( $j = 1, 2, \dots, 5$ ) – корни уравнения частот – вещественные и положительные величины.

Подставляя последовательно все найденные значения  $k_j^2$  в уравнения (2.11), в которых  $\mu_j = 1$ , и имея в виду, что одно из этих уравнений является следствием остальных, так как определитель  $\Delta(k_j) = 0$  ( $j = 1, 2, \dots, 5$ ), получаем для определения всех коэффициентов  $\mu^{(1)}_j, \mu^{(2)}_j, \mu^{(3)}_j, \mu^{(4)}_j, \mu^{(5)}_j$  ( $j = 2, 3, \dots, 5$ ) следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} (c_{21} - a_{21}k_j^2) + (c_{22} - a_{22}k_j^2)\mu_2^{(j)} + (c_{23} - a_{23}k_j^2)\mu_3^{(j)} + (c_{24} - a_{24}k_j^2)\mu_4^{(j)} + \\ + (c_{25} - a_{25}k_j^2)\mu_5^{(j)} = 0 \\ (c_{31} - a_{31}k_j^2) + (c_{32} - a_{32}k_j^2)\mu_2^{(j)} + (c_{33} - a_{33}k_j^2)\mu_3^{(j)} + (c_{34} - a_{34}k_j^2)\mu_4^{(j)} + \\ + (c_{35} - a_{35}k_j^2)\mu_5^{(j)} = 0 \\ (c_{41} - a_{41}k_j^2) + (c_{42} - a_{42}k_j^2)\mu_2^{(j)} + (c_{43} - a_{43}k_j^2)\mu_3^{(j)} + (c_{44} - a_{44}k_j^2)\mu_4^{(j)} + \\ + (c_{45} - a_{45}k_j^2)\mu_5^{(j)} = 0 \\ (c_{51} - a_{51}k_j^2) + (c_{52} - a_{52}k_j^2)\mu_2^{(j)} + (c_{53} - a_{53}k_j^2)\mu_3^{(j)} + (c_{54} - a_{54}k_j^2)\mu_4^{(j)} + \\ + (c_{55} - a_{55}k_j^2)\mu_5^{(j)} = 0 \end{cases}, \quad (2.13)$$

Из этих уравнений:

$$\mu_j^{(1)} = \frac{\Delta_{j1}(k_1^2)}{\Delta_{11}(k_1^2)}; \quad \mu_j^{(2)} = \frac{\Delta_{j1}(k_2^2)}{\Delta_{11}(k_2^2)}; \quad \mu_j^{(3)} = \frac{\Delta_{j1}(k_3^2)}{\Delta_{11}(k_3^2)}; \quad \mu_j^{(4)} = \frac{\Delta_{j1}(k_4^2)}{\Delta_{11}(k_4^2)}; \quad \mu_j^{(5)} = \frac{\Delta_{j1}(k_5^2)}{\Delta_{11}(k_5^2)}; \quad (2.14)$$

где:  $\Delta_{11}(k^2_j)$  – определитель, получаемый из основного определителя  $\Delta(k^2_j)$  вычеркиванием первой строки и первого столбца;  $\Delta_{j1}$  – минор элемента первой строки и  $j$ -го столбца этого основного определителя, взятый со знаком  $(-1)^{j+1}$ ;  $\mu^{(j)}_1$  – коэффициенты распределения, равные единице.

Таким образом, частные решения дифференциальных уравнений свободных колебаний системы (2.6) имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} q_j^{(1)} &= \mu_j^{(1)} A_1^1 \sin(k_1 t + \beta_1); & q_j^{(2)} &= \mu_j^{(2)} A_1^2 \sin(k_2 t + \beta_2); & q_j^{(3)} &= \mu_j^{(3)} A_1^3 \sin(k_3 t + \beta_3); \\ q_j^{(4)} &= \mu_j^{(4)} A_1^4 \sin(k_4 t + \beta_4); & q_j^{(5)} &= \mu_j^{(5)} A_1^5 \sin(k_5 t + \beta_5); & (j &= 1, 2, \dots, 5) \end{aligned} \quad (2.15)$$

Уравнения  $q^{(1)}_j = \mu^{(1)}_j A^{(1)}_1 \sin(k_1 t + \beta_1)$  ( $j = 1, 2, \dots, 5$ ) определяют первое главное колебание системы с частотой  $k_1$  и начальной фазой  $\beta_1$ ; уравнения  $q^{(2)}_j = \mu^{(2)}_j A^{(2)}_1 \sin(k_2 t + \beta_2)$  – второе главное колебание системы с частотой  $k_2 > k_1$  и начальной фазой  $\beta_2$  и т.д.

Коэффициенты  $\mu^{(1)}_j, \mu^{(2)}_j, \mu^{(3)}_j, \mu^{(4)}_j, \mu^{(5)}_j$  определяют соответственно форму первого главного колебания ( $1, \mu^{(1)}_2, \mu^{(1)}_3, \mu^{(1)}_4, \mu^{(1)}_5$ ), второго главного колебания ( $1, \mu^{(2)}_2, \mu^{(2)}_3, \mu^{(2)}_4, \mu^{(2)}_5$ ) и т.д. Постоянные величины  $A^j_1$  и  $\beta_j$  ( $j = 1, 2, \dots, 5$ ) являются неопределенными.

Так как уравнения (2.6) линейные, то общее решение этих уравнений можно получить путем суммирования соответствующих частных решений:

$$\left\{ \begin{aligned} q_1 &= A_1^{(1)} \sin(k_1 t + \beta_1) + A_1^{(2)} \sin(k_2 t + \beta_2) + A_1^{(3)} \sin(k_3 t + \beta_3) + \\ &+ A_1^{(4)} \sin(k_4 t + \beta_4) + A_1^{(5)} \sin(k_5 t + \beta_5) \\ q_2 &= \mu_2^{(1)} A_1^{(1)} \sin(k_1 t + \beta_1) + \mu_2^{(2)} A_1^{(2)} \sin(k_2 t + \beta_2) + \mu_2^{(3)} A_1^{(3)} \sin(k_3 t + \beta_3) + \\ &+ \mu_2^{(4)} A_1^{(4)} \sin(k_4 t + \beta_4) + \mu_2^{(5)} A_1^{(5)} \sin(k_5 t + \beta_5) \\ q_3 &= \mu_3^{(1)} A_1^{(1)} \sin(k_1 t + \beta_1) + \mu_3^{(2)} A_1^{(2)} \sin(k_2 t + \beta_2) + \mu_3^{(3)} A_1^{(3)} \sin(k_3 t + \beta_3) + \\ &+ \mu_3^{(4)} A_1^{(4)} \sin(k_4 t + \beta_4) + \mu_3^{(5)} A_1^{(5)} \sin(k_5 t + \beta_5) \\ q_4 &= \mu_4^{(1)} A_1^{(1)} \sin(k_1 t + \beta_1) + \mu_4^{(2)} A_1^{(2)} \sin(k_2 t + \beta_2) + \mu_4^{(3)} A_1^{(3)} \sin(k_3 t + \beta_3) + \\ &+ \mu_4^{(4)} A_1^{(4)} \sin(k_4 t + \beta_4) + \mu_4^{(5)} A_1^{(5)} \sin(k_5 t + \beta_5) \\ q_5 &= \mu_5^{(1)} A_1^{(1)} \sin(k_1 t + \beta_1) + \mu_5^{(2)} A_1^{(2)} \sin(k_2 t + \beta_2) + \mu_5^{(3)} A_1^{(3)} \sin(k_3 t + \beta_3) + \\ &+ \mu_5^{(4)} A_1^{(4)} \sin(k_4 t + \beta_4) + \mu_5^{(5)} A_1^{(5)} \sin(k_5 t + \beta_5) \end{aligned} \right. \quad (2.16)$$

Графическое представление системы (2.16) с учетом действия силы тяжести приведено на рисунке 2.3.

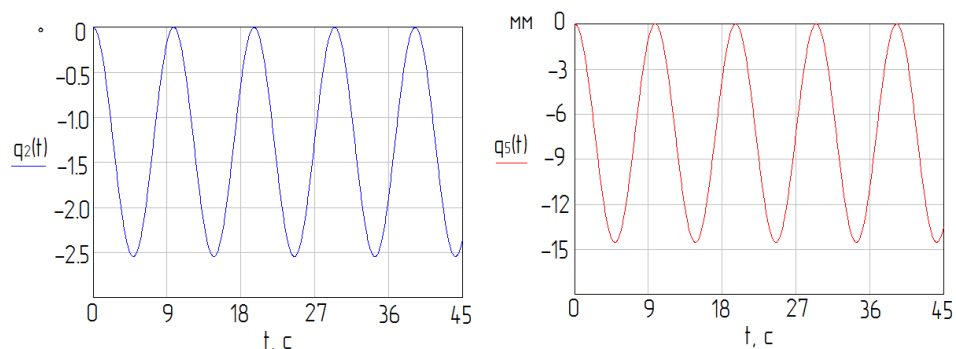


Рис. 2.3. Свободные колебания системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт»

### 2.1.2 Создание численной модели железнодорожного крана

Созданная модель ж.-д. крана Сокол 80.01 представлена на рисунке 2.1. Адекватность численной модели определяется геометрическим соответствием конструктивной структуры деталей и узлов грузоподъемного крана, точностью воспроизведения условий взаимодействия элементов между собой, механизмы условно учтены сосредоточенными массами, элементы металлоконструкции, не оказывающие значимое влияние, исключены.

С целью оценки адекватности моделирования проводится статический анализ для определения напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции под действием собственного веса и контрольного груза согласно грузовысотным характеристикам крана в Simulation SolidWorks.

На первом этапе сравниваются реакции выносных опор модели грузоподъемного крана с реакциями, полученными по методикам, изложенным в [8, 71]. Далее определяется перемещение определенных узлов грузоподъемного крана с целью сравнения значений перемещений в характерных точках модели с реальным прототипом. Варьированием значениями величин зазоров в сочленениях конструкции достигается удовлетворительная сходимость реакций выносных опор с реакциями, полученным по методикам, изложенным в [8, 71], и перемещений характерных точек модели и реальной конструкции.

На следующем этапе проводятся частотные исследования и модальный анализ конструкции: определяются резонансные частоты, формы (моды)

деформаций элементов, коэффициенты массового участия элементов (рис. 2.4) [5, 90].

С целью изучения кинематики сопряженных элементов в процессе нагружения применяется Motion SolidWorks. Концепция Motion рассматривает кинематические группы в виде жестких взаимодействий элементов между собой, деформации самих элементов при этом не учитываются. Поэтому с целью достижения адекватности поведения модели применяется специальный элемент – «фиктивный» шарнир, представляющий собой шарнир Гука, оснащенный группой упругих элементов (пружинами) и демпфером (рис. 2.5). Введение в конструкцию подобного настраиваемых элементов (два в телескопическую стрелу, по одному в каждую выносную опору) позволяет моделировать собственную изгибную деформацию сопряженных элементов конструкции под действием инерционных нагрузок.

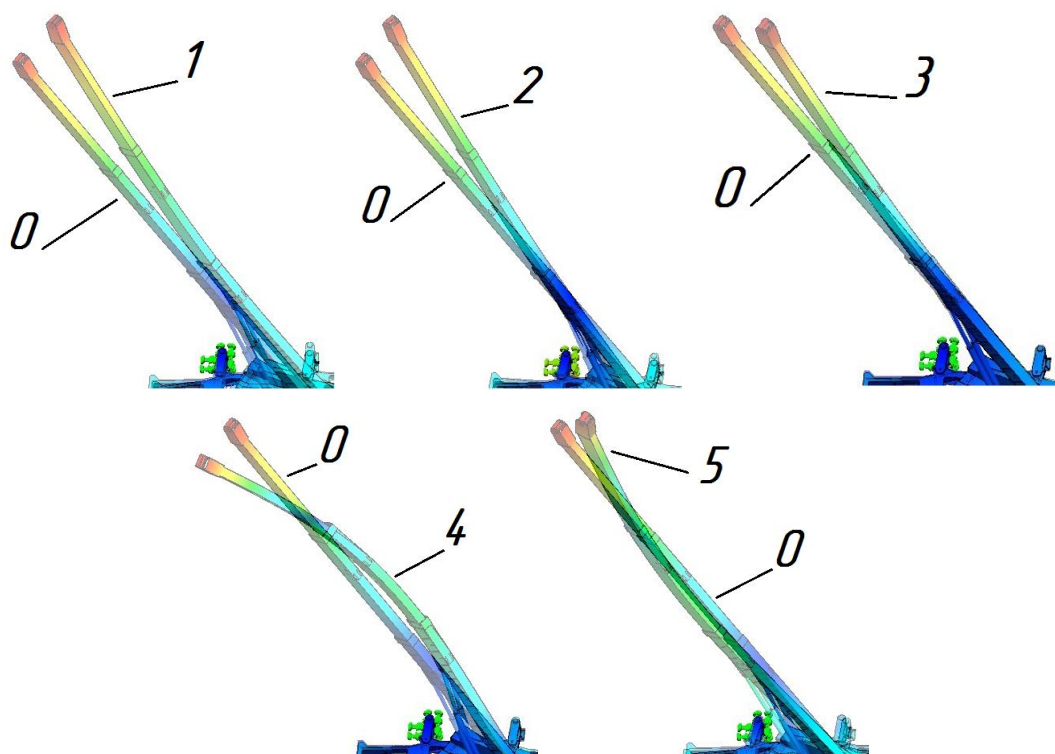


Рис. 2.4. Формы колебаний телескопической стрелы грузоподъемного крана: 1 (0,78 Гц), 2 (1,04 Гц), 3 (1,80), 4 (3,31 Гц), 5 (5,38 Гц) – формы колебаний; 0 – исходное положение.

\* Формы колебаний представлены в утрированном виде для наглядного представления тенденции колебаний

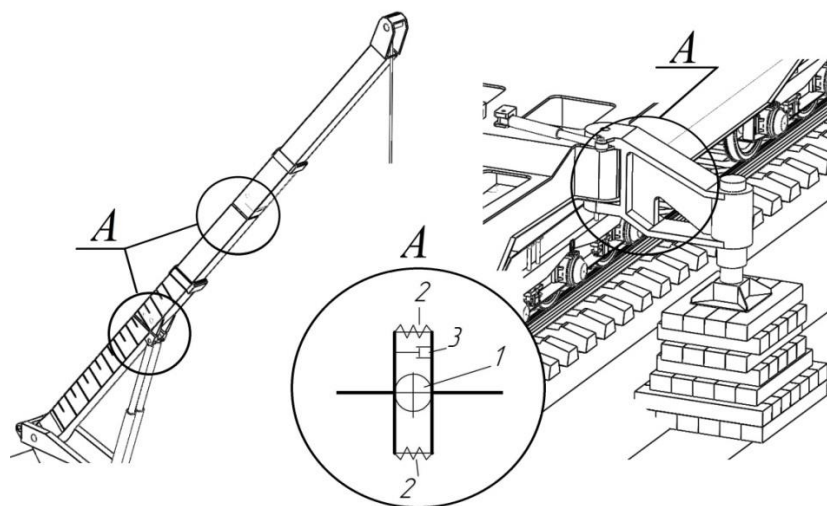


Рис. 2.5. Схема реализации «фиктивного» шарнира:  
1 – сферический шарнир, 2 – пружина, 3 – демпфер

Настройка параметров «фиктивного шарнира» осуществляется по результатам статических испытаний (перемещения характерных точек, полученных в Motion, должны соответствовать перемещениям данных точек, полученным в Simulation) и частотных исследований (формы колебаний в Motion должны соответствовать формам колебаний в модальном анализе Simulation).

Таким образом, созданная система позволяет моделировать как корректное взаимодействие элементов между собой, так и собственную деформацию элементов. Введенные в конструкцию фиктивные элементы позволили значительно повысить адекватность поведения конструкции.

Далее проводится настройка численной модели системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» в соответствии с решением дифференциальных уравнений свободных колебаний секций телескопической стрелы, груза и рамы с учетом податливости основания (пункт 2.1.1).

### 2.1.3 Создание реологической модели шпальной выкладки

С целью определения устойчивости и жесткости шпальной клетки проводятся: статического анализа и линеаризованный анализ устойчивости в функционале Simulation SolidWorks (рис. 2.6) [4]. В результате статического

анализа (рис. 2.6, б) определяются пространственные перемещения контрольных точек клетки (податливость шпальной выкладки).

Линеаризованный анализ устойчивости предполагает определение коэффициента критической нагрузки при потере устойчивости и соответствующей формы режима потери устойчивости. Коэффициент критической продольной нагрузки (BLF) равен коэффициенту запаса прочности при потере устойчивости или отношению нагрузок потери устойчивости к приложенным нагрузкам [99].

Задавшись материалом шпальной выкладки – бальса, проводится анализ устойчивости клетки с учетом жесткого и упругого основания. Результаты анализа коэффициента критической нагрузки ( $k$ ) шпальной клетки в зависимости от ее конструктивных параметров ( $l$ ,  $l_1 = l_2$ ,  $S = l_1 \cdot l_2$ ), места приложения ( $e$ ) действующей нагрузки ( $F$ , 1 МН) и жесткости основания ( $C$ ;  $C_1 = 55 \cdot 10^6$  (Н/м)/м<sup>2</sup>,  $C_2 = 35 \cdot 10^6$  (Н/м)/м<sup>2</sup>) приведены на рисунке 2.7:  $k = f(l, S, C)$ ;  $k = f(l, S)$  абсолютно жесткое основание;  $k = f(e, S)$  абсолютно жесткое основание.

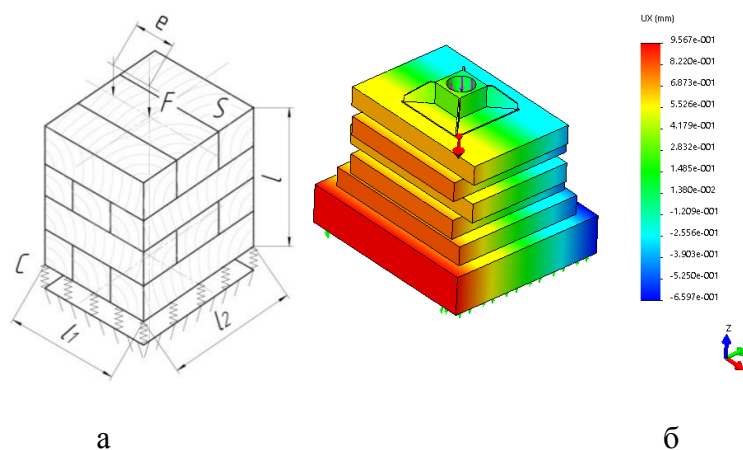


Рис. 2.6. Анализ шпальной клетки:

а – схема нагружения шпальной клетки; б – статический анализ (эпюра перемещений) шпальной клетки

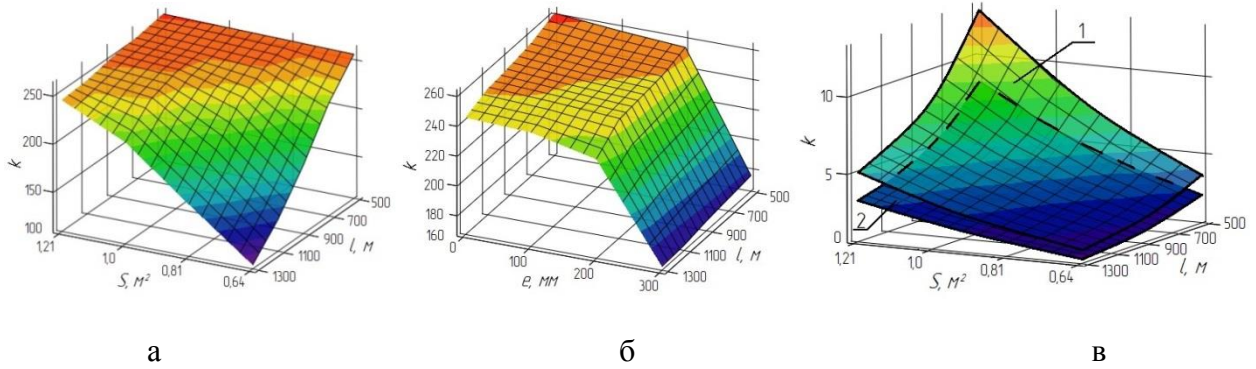


Рис. 2.7. Зависимости коэффициента критической продольной нагрузки шпальной выкладки:

$$а - k = f(l, S); \quad б - k = f(e, S); \quad в - k = f(l, S, C) \quad (1 - C_1, 2 - C_2).$$

Как видно из полученных зависимостей, жесткость основания оказывает существенное влияние на значение коэффициента критической нагрузки.

Поскольку концепция функционала Motion рассматривает кинематические группы в виде жестких взаимодействий элементов между собой, шпальная клеть представляется двумя элементами, между которыми располагается сферический шарнир, один из которых имеет контакт с грунтом, а другой имеет вязкоупругую связь в двух плоскостях посредством моделей Кельвина-Фойгта, параметры которых соответствуют жесткости шпальной клетки в заданных направлениях (рис. 2.6 – 2.7). Разработанная реологическая модель шпальной выкладки представлена на рисунке 2.8.

Модель Кельвина-Фойгта состоит из вязкого элемента (демпфера) и упругой пружины, соединенных параллельно. Данная модель является моделью вязкоупругого тела, способного восстанавливать свои свойства после снятия нагрузки (эластичность) [61]. Для данной модели справедливы следующие математические выражения [61]:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon + \eta \frac{d\varepsilon}{dt}, \quad \varepsilon = \frac{\sigma}{E} (1 - \exp \frac{-E}{\eta} t), \quad (\text{при } \sigma = \text{const}) \quad (2.17)$$

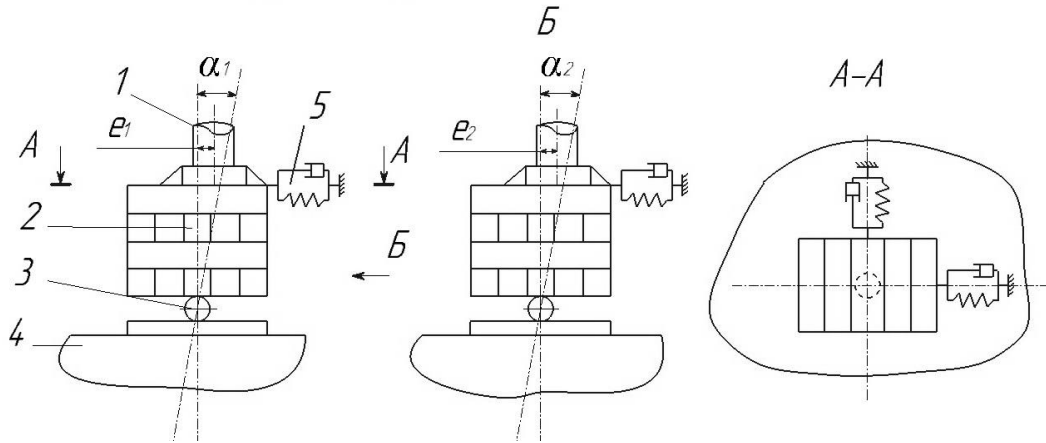


Рис. 2.8. Общий вид разработанной модели шпальной выкладки:

1 – выносная опора; 2 – шпальная клеть; 3 – сферический шарнир; 4 – грунт; 5 – модели Кельвина-Фойгта;  $\alpha_1, \alpha_2$  – углы деформации шпальной выкладки;  $e_1, e_2$  – смещение опорной плиты аутригера

### 2.1.4 Создание реологической модели грунта

В качестве основы математической модели грунта для описания поведения основания при нагружении применяются (рис. 2.9):

- нелинейно-деформируемая модель С.Н. Клепикова с целью определения вертикального перемещения под действием циклической нагрузки [38];
- упруго-линейная динамическая модель грунта с целью определения углового перемещения от моментной нагрузки и горизонтального перемещения от касательной нагрузки [75, 82].

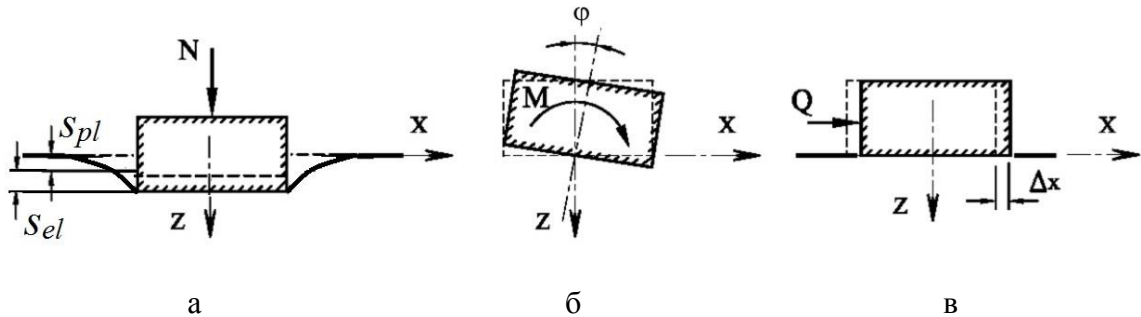


Рис. 2.9. Перемещения жесткого фундамента:

а – при сжатии; б – при неравномерном сжатии; в – при равномерном сдвиге

Так как при циклическом нагружении, состоящем из процессов нагрузки и разгрузки, в грунте возникают как чисто упругие деформации, так и остаточные (необратимые) деформации, то с целью определения вертикальных перемещений применяется нелинейно-деформируемая модель С.Н. Клепикова [38, 78]. Зависимость осадки от давления, передаваемого фундаментом на основание, приведена на рисунке 2.9 [38]. Повторные нагружения и разгрузки фундамента изображаются кривой с петлями гистерезиса [38]. Кривые последующих нагружений в диапазоне ранее приложенных нагрузок более пологи, чем кривые первого нагружения. За пределами ранее приложенной нагрузки кривая последующего нагружения служит продолжением кривой первого нагружения. В модели принято, что разгрузка и последующее нагружение идут по одной и той же прямой линии (рис. 2.10). Сопоставление опытных осадок штампов с результатами вычислений по [38] свидетельствуют в целом о хорошем их соответствии [15].

Согласно [38] полная осадка грунта ( $s$ ) состоит из упругой осадки ( $s_{el}$ ), восстанавливающейся после снятия нагрузки, и остаточной (пластической) осадки ( $s_{pl}$ ), которая в большинстве случаев превышает упругую составляющую:

$$s = s_{pl} + s_{el}, \quad s_{el} = \beta \sum_i^n \frac{\sigma_{zp,i} \cdot h_i}{E_{el,i}}, \quad s_{pl} = \beta \sum_i^n \frac{\sigma_{zp,i} \cdot h_i}{E_{pl,i}}, \quad C_z = \frac{p}{s}, \quad (2.18)$$

где  $\beta$  – безразмерный коэффициент, равный 0,8;  $\sigma_{zp,i}$  – среднее значение дополнительного вертикального нормального напряжения в  $i$ -ом слое грунта по вертикали, проходящей через центр подошвы фундамента;  $h_i$  – толщина  $i$ -го слоя грунта;  $E_{el,i}$  – модуль упругих деформаций  $i$ -го слоя грунта;  $E_{pl,i}$  – модуль остаточных деформаций  $i$ -го слоя грунта;  $n$  – число слоев, на которое разбита сжимаемая толща основания,  $p$  – среднее давление по подошве штампа;  $C_z$  – коэффициент жесткости основания по рассматриваемой вертикали.

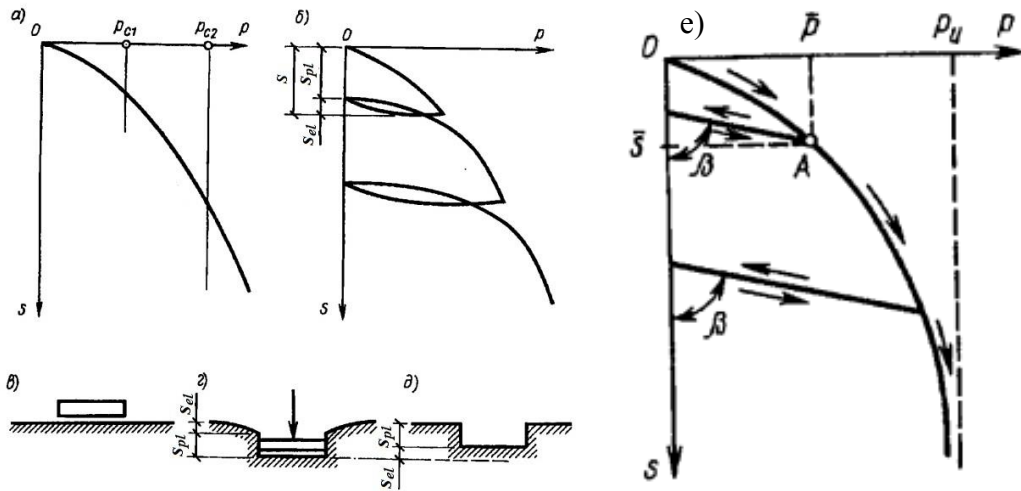


Рис. 2.10. Зависимости осадки фундамента от давления:

а – при нагружении без разгрузок; б – то же, при разгрузках; в – д – взаимодействие штампа с основанием; е – диаграмма деформирования поверхности основания при вертикальной нагрузке ( $p_{c1}$  – первое критическое давление;  $p_{c2}$  – второе критическое давление) [38]

С целью определения углового перемещения от моментной нагрузки и горизонтального перемещения от касательной нагрузки применяется упруго-линейная динамическая модель грунта, которая используется при решении задач о колебании жестких массивных фундаментов, на сжимаемых основаниях, характеризующихся обобщенными коэффициентами [75]. В текущем исследовании применяются коэффициенты упругого неравномерного сжатия  $C_\varphi$  и упругого неравномерного сдвига основания  $C_x$  (рис. 2.8) [75, 82]. Данные коэффициенты могут быть определены при известных значениях упругих характеристик  $E$  и  $\nu$  из следующих выражений [75]:

$$C_\varphi = \frac{M}{I \cdot \varphi} = \frac{p}{s} = \frac{\chi_\varphi \cdot E}{\sqrt{A} \cdot (1 - \nu^2)}, \quad C_x = \frac{Q}{A \cdot \Delta_x} = \frac{\tau}{\Delta_x} = \frac{\chi_x \cdot E}{\sqrt{A} \cdot (1 + \nu) \cdot (1 - \nu \cdot \chi_x)}, \quad (2.19)$$

где  $N$ ,  $M$ ,  $Q$  – соответственно продольная сила, изгибающий момент и поперечная (горизонтальная) сила, действующие на жесткий штамп;  $A$ ,  $I$  – площадь и момент инерции площади подошвы штампа;  $s$ ,  $\varphi$ ,  $\Delta_x$  – соответственно осадка, угол поворота и горизонтальное перемещение жесткого штампа;  $\chi_\varphi$ ,  $\chi_x$  – коэффициенты формы подошвы жесткого штампа.

Указанные коэффициенты, дающие интегральную характеристику сопротивления основания перемещениям фундамента, зависят от упругих свойств грунта, формы и размеров подошвы фундамента, действующей нагрузки [75, 82].

Для рассматриваемой системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» «фундаментом» являются шпальные выкладки, которые служат опорами ж.-д. грузоподъемного крана.

Разработанная пространственная реологическая схема грунта, состоящая из вертикально и наклонно расположенных моделей Кельвина-Фойгта, а также специальных моделей Кельвина-Фойгта, работающих только на сжатие, представлена на рисунке 2.11. Вертикальные модели Кельвина-Фойгта и вертикальные составляющие наклонных моделей Кельвина-Фойгта моделируют упругие свойства основания. Горизонтальные составляющие наклонных моделей Кельвина-Фойгта моделируют сопротивление сдвиговым нагрузкам. Специальные модели Кельвина-Фойгта, в которых не происходит восстановление деформаций после снятия нагрузки, разработаны с целью учета пластических свойств грунтового основания (рис. 2.11, 2.12).

Таким образом, трехмерная разработанная реологическая модель грунта состоит из двух слоев, один из которых моделирует упругие свойства грунта, а второй – пластические свойства. При первом нагружении (непрерывное возрастание сжимающего давления  $p_1$ ;  $p_1 > p_0$ ,  $p_0 = 0$ ) происходит осадка поверхности основания в упругой и пластической зонах разработанной реологической модели грунта. При уменьшении давления (до  $p_2$ ;  $p_2 < p_1$ ) происходит частичное восстановление осадки грунта в упругой зоне. Далее при повторном нагружении происходит осадка поверхности основания в упругой зоне до осадки  $S_1$ , соответствующей моменту времени, в который началась разгрузка (рис. 2.12). После чего при дальнейшем возрастании давления ( $p_3$ ;  $p_3 > p_1$ ) происходит осадка поверхности основания в упругой и пластической зонах.

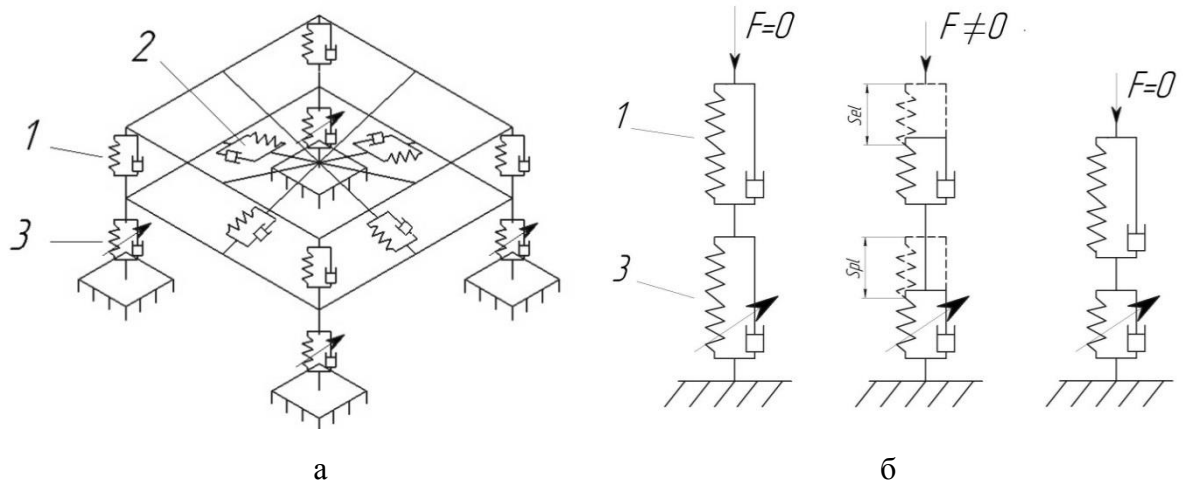


Рис. 2.11. Реологическая модель грунта:

а – общий вид разработанной реологической модели грунта

Модели Кельвина-Фойгта: 1 – вертикальные, 2 – наклонные, 3 – специальные

б – сравнение моделей Кельвина-Фойгта: 1 – классическая модель, 3 – специальная модель

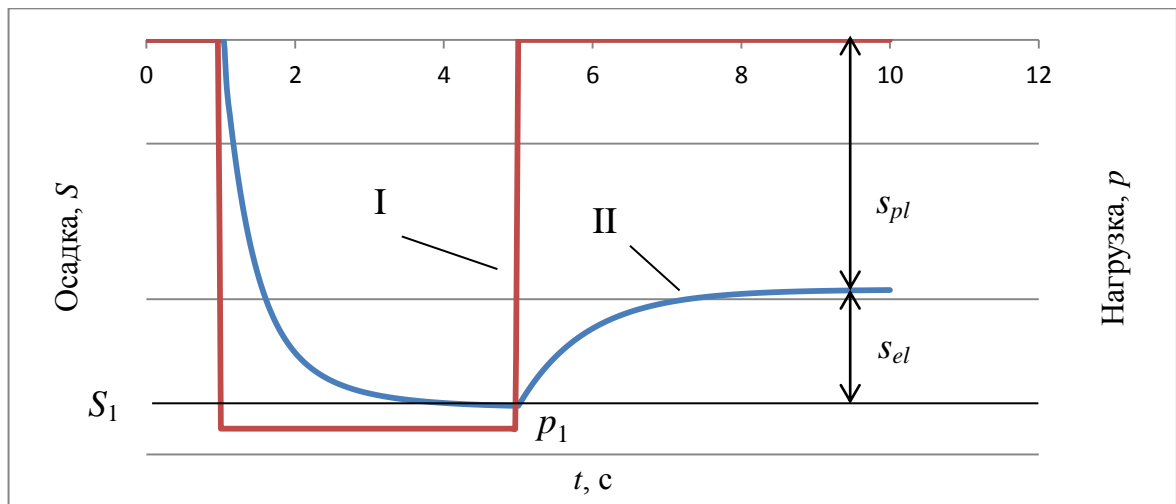


Рис. 2.12. Схема зависимости осадки грунта от приложенной нагрузки в разработанной реологической модели грунта:

I – приложенная нагрузка, II – осадка грунта

Значения элементов разработанной реологической модели грунта настраиваются в соответствии с (2.18) – (2.19). Единая схема взаимодействия каждого аутригера ж.-д. крана со шпальной клетью и шпальной клетки с грунтом опорной поверхности, состоящая из реологической модели грунта и модели шпальной выкладки, представлена на рисунке 2.13.

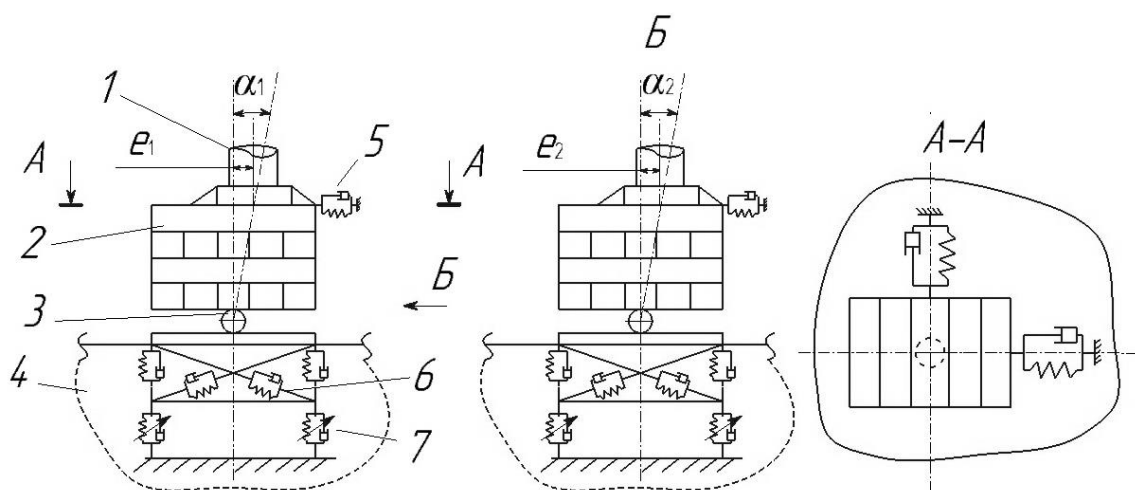


Рис. 2.13. Система «выносная опора – шпальная выкладка – грунт»:

1 – выносная опора; 2 – шпальная клетка; 3 – сферический шарнир; 4 – реологическая модель грунта; Модели Кельвина-Фойгта: 5 – вертикальные, 6 – наклонные, 7 – специальные;  $\alpha_1, \alpha_2$  – углы деформации шпальной выкладки;  $e_1, e_2$  – смещение опорной плиты аутригера

Таким образом, разработанная реологическая модель при правильно выбранных параметрах составляющих элементов позволяет наиболее полно и точно отразить реальное поведение грунтовых оснований при их нагружении и разгрузке в процессе работы грузоподъемного крана.

### *Исследование по линейно-упругой модели грунта*

В случае рассмотрения основания как линейно деформируемое и идеально упругое применяются обобщенные коэффициенты упругого равномерного  $C_z$  и неравномерного сжатия  $C_\varphi$ , а также упругого неравномерного сдвига основания  $C_x$ , применяемые при решении задач о колебании жестких массивных фундаментов [75].

Если пренебречь влиянием упругости материала «фундамента» (шпальной клетки, опорной подушки) рассматривая его, как твердое тело, и иметь в виду случай, когда одна из главных осей инерции тела вертикальна и проходит через центр тяжести подошвы, а две другие горизонтальны и параллельны главным осям этой площади (рис. 2.14), дифференциальные уравнения колебаний системы «машина – «фундамент» – основание» могут быть записаны в виде [82]:

$$\begin{cases} m\ddot{z} + K_z z = P(z, t); \\ m\ddot{x} + K_x x - K_x h_0 \varphi = P(x, t); \\ \Theta_0 \ddot{\varphi} + (K_\varphi + K_x h_0^2 - Q h_0) \varphi - K_x h_0 x = M(\varphi, t); \\ \Theta_\psi \ddot{\psi} + K_\psi \psi = M(\psi, t); \end{cases} \quad (2.20)$$

где  $m$  – масса фундамента;  $z$ ,  $x$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$  – соответствующие смещения и углы поворота центра тяжести фундамента в данный момент времени;  $K_z$ ,  $K_x$ ,  $K_\varphi$ ,  $K_\psi$  – коэффициенты жесткости основания,  $K_z = C_z F$ ,  $K_x = C_x F$ ,  $K_\varphi = C_\varphi I$ ,  $K_\psi = C_\psi I_\psi$ ;  $F$  – площадь подошвы фундамента;  $I$  – момент инерции площади подошвы фундамента относительно главной оси, перпендикулярной плоскости движения;  $I_\psi$  – полярный момент инерции этой площади;  $Q$  – вес фундамента и машины;  $\Theta_0$ ,  $\Theta_\varphi$  – моменты инерции тела фундамента соответственно относительно одной из главных горизонтальных осей  $O_1 X$  и вертикальной  $OZ$ ;  $h_0$  – расстояние от подошвы до центра тяжести тела фундамента;  $P(z, t)$ ,  $P(x, t)$  – составляющие равнодействующей возмущающих сил, действующих на фундамент;  $M(\varphi, t)$ ,  $M(\psi, t)$  – моменты этих сил относительно осей  $OY$  и  $OZ$  [82].

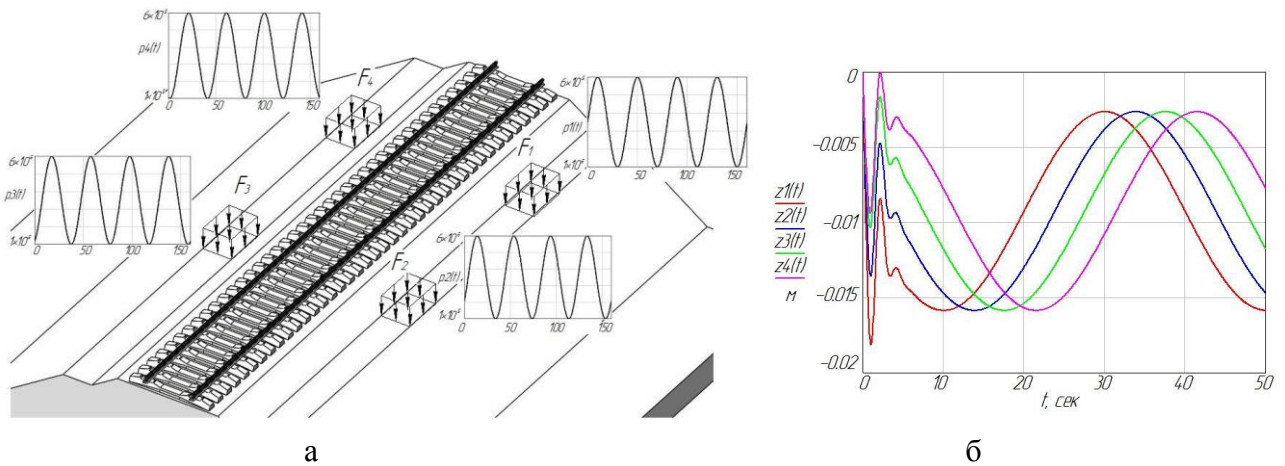


Рис. 2.14

а – Расчетная схема участка ж.-д. пути; б – Вынужденные колебания опор грузоподъемного крана

В грузоподъемной машине значения реакций опор в процессе работы, изменяются по периодическому закону, следовательно, внешнюю нагрузку на «фундамент» можно упрощённо представить следующим образом:  $P_{zi} = P_z^{(0)} \sin(\omega t + \varphi_i)$ . Несмотря на то, что у грузоподъемного крана четыре точки

опирания, чаще всего имеет место трехопорная схема опирания; в процессе вращения поворотной платформы происходит циклический процесс трансформации опорного контура, т.е. процесс последовательного нагружения и разгрузки опор [8, 71]. Поэтому в расчетной схеме принимается, что на грунтовое основание через фундамент действуют четыре внешние вертикальные нагрузки  $P_{zi}$ ,  $i = 1 - 4$ , соответствующие процессу трансформации опорного контура.

Система дифференциальных уравнений вынужденных вертикальных колебаний фундамента под действием периодической силы  $P_{zi}$  с учетом эффекта затухания колебаний, будет иметь вид [67]:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \Phi_z \lambda_z^2 \dot{z}_1 + \lambda_z^2 z_1 = (P_z^{(0)} / m) \cdot \sin(\omega t + \varphi_1); \\ \ddot{z}_2 + \Phi_z \lambda_z^2 \dot{z}_2 + \lambda_z^2 z_2 = (P_z^{(0)} / m) \cdot \sin(\omega t + \varphi_2); \\ \ddot{z}_3 + \Phi_z \lambda_z^2 \dot{z}_3 + \lambda_z^2 z_3 = (P_z^{(0)} / m) \cdot \sin(\omega t + \varphi_3); \\ \ddot{z}_4 + \Phi_z \lambda_z^2 \dot{z}_4 + \lambda_z^2 z_4 = (P_z^{(0)} / m) \cdot \sin(\omega t + \varphi_4); \end{cases} \quad (2.21)$$

Для автоматизации анализа уравнений и графического представления решений данных уравнений применяется программа Mathcad [37, 89, 103]. Решая уравнение (2.21), строится график вынужденных колебаний системы от действия динамической нагрузки (рис. 2.14). Аналогичные результаты также получены и для  $x$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$ .

В случае анализа по линейно-упругой модели грунта значения приведенных ранее элементов разработанной реологической модели грунта (рис. 2.13) настраиваются в соответствии с параметрами  $z$ ,  $x$ ,  $\varphi$ ,  $\psi$  системы «машина – «фундамент» – основание» (2.20).

## 2.2 Динамика работы железнодорожного грузоподъемного крана. Явление балансирования

### 2.2.1 Исследование вращения поворотной платформы

В функционале Motion программного комплекса SolidWorks осуществляется численный эксперимент по исследованию процесса вращения поворотной

платформы ж.-д. крана с учетом податливости грунта и шпальных выкладок под выносными опорами (рис. 2.15, а). Характеристики нагружения крана: опорный контур 6,618×5,906 м, вылет 13 м, длина стрелы 25 м, масса груза – 20 тонн, угол подъема 49°20', скорость вращения платформы – 6 °/с.

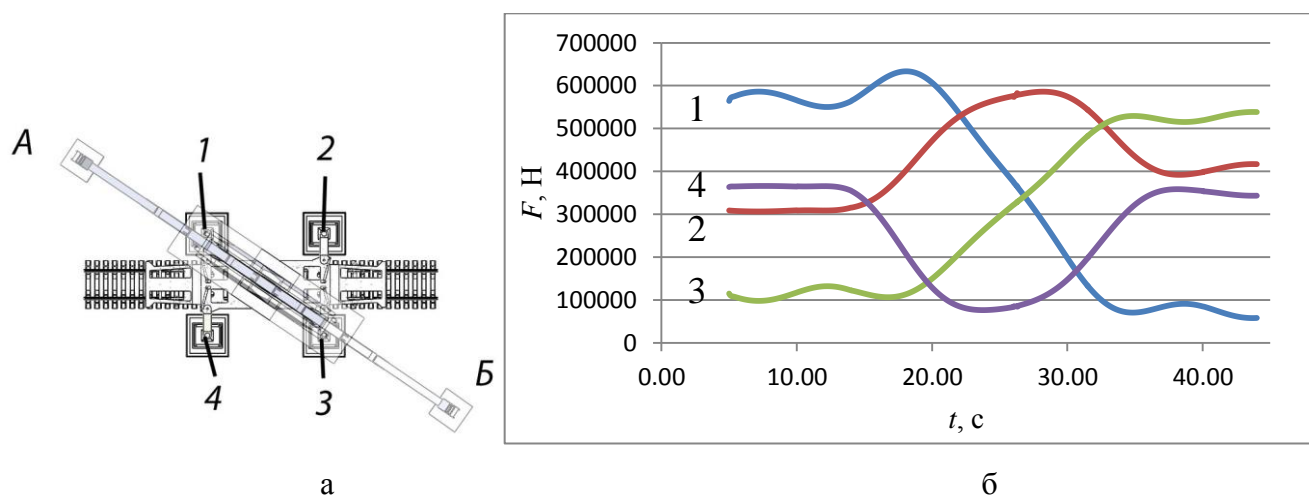


Рис. 2.15

а – Фазы поворота крана на 180° из положения «А» в положение «Б» по часовой стрелке; б –  
 Временная зависимость силы противодействия между выносными опорами и шпальной  
 выкладкой при вращении с учетом податливости грунта под всеми опорами  
 1, 2, 3, 4 – выносные опоры

Настраивая параметры составляющих элементов реологической модели грунта, можно получить как равномерную податливость грунта под каждой из опор, так и неравномерную податливость и/или внезапную просадку грунта под одной или несколькими опорами. В текущем исследовании применяется равномерная податливость грунта основания. Результаты моделирования представлены временными зависимостями сил противодействия между выносными опорами и шпальными выкладками ( $F = f(t)$ ) и временными зависимостями величины осадки грунта под шпальными выкладками ( $h = f(t)$ ) (рис. 2.15, б – 2.19). Также получены временные зависимости: углы наклона платформы крановой установки ( $\alpha = f(t)$ ), углы наклона шпальных выкладок и опорных плит, горизонтальные составляющие сил противодействия между выносными опорами и шпальной выкладкой ( $F_{\Gamma} = f(t)$ ) (рис. 2.20 – 2.23).

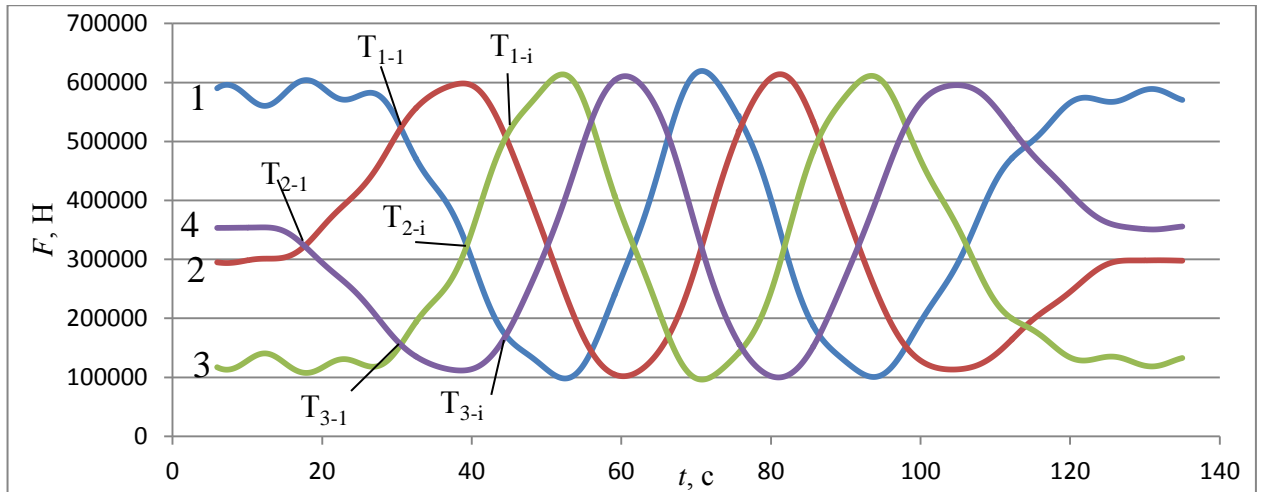


Рис. 2.16. Временная зависимость силы противодействия между выносными опорами и шпальной выкладкой при вращении при абсолютно жестком основании

1, 2, 3, 4 – выносные опоры

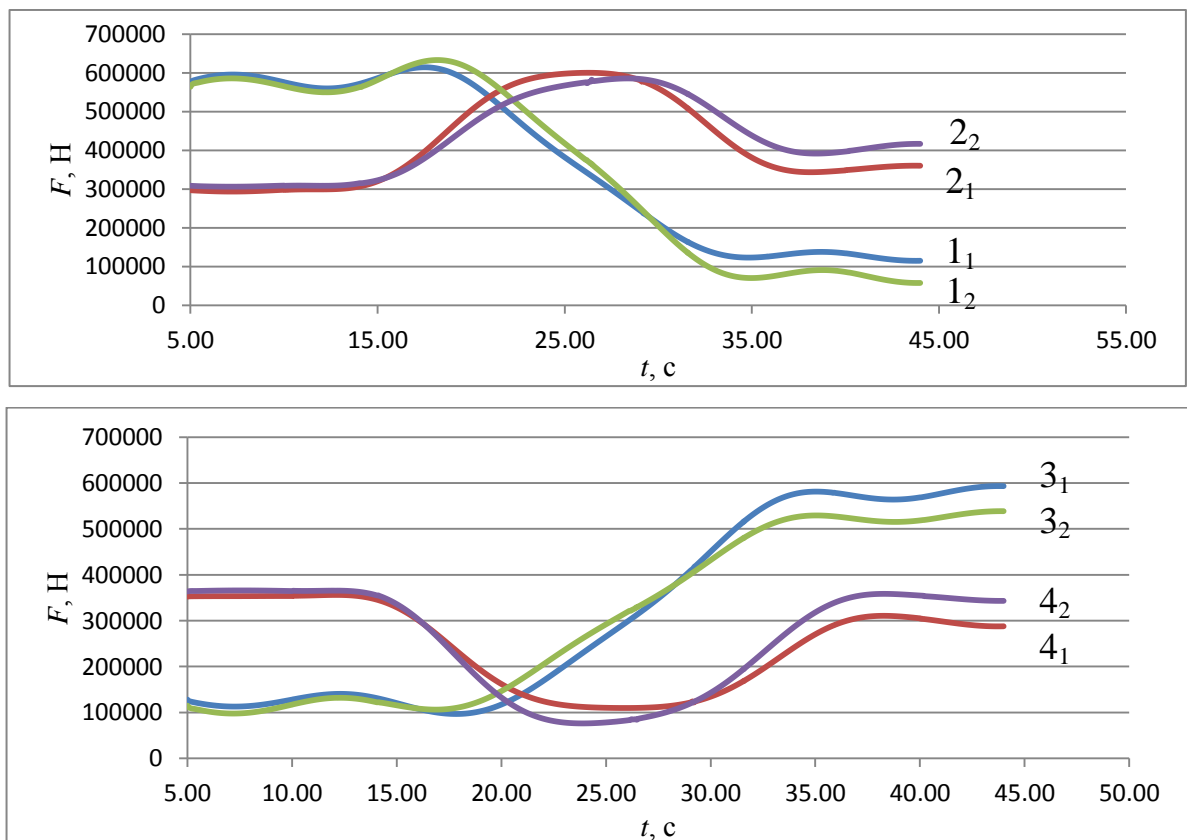


Рис. 2.17. Временная зависимость силы противодействия между выносными опорами 1, 2, 3, 4 и шпальной выкладкой при вращении:

1<sub>1</sub>, 2<sub>1</sub> – грунт абсолютно жесткий; 1<sub>2</sub>, 2<sub>2</sub> – с учетом податливости грунта под всеми опорами;

3<sub>1</sub>, 4<sub>1</sub> – грунт абсолютно жесткий; 3<sub>2</sub>, 4<sub>2</sub> – с учетом податливости грунта под всеми опорами

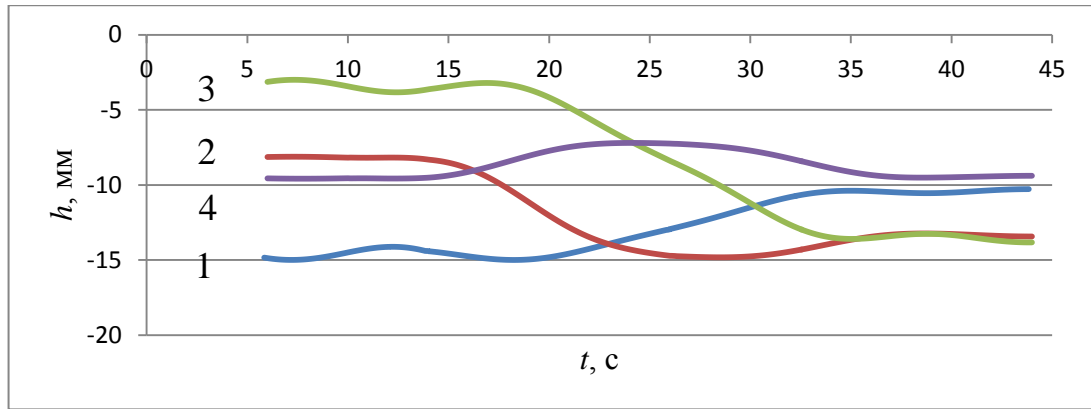


Рис. 2.18. Временная зависимость величины осадки грунта под опорами 1, 2, 3, 4 – выносные опоры

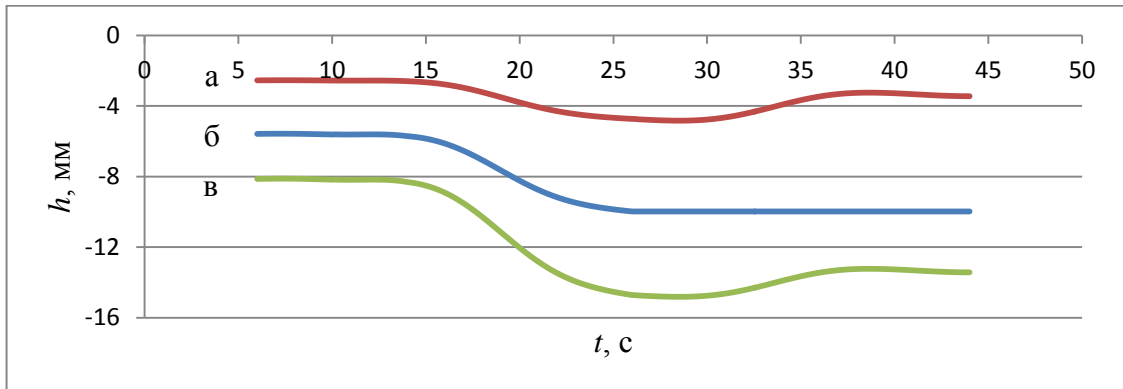


Рис. 2.19. Временная зависимость величины осадки грунта под опорой 2: а – упругая составляющая, б – пластическая составляющая, в – итоговая осадка

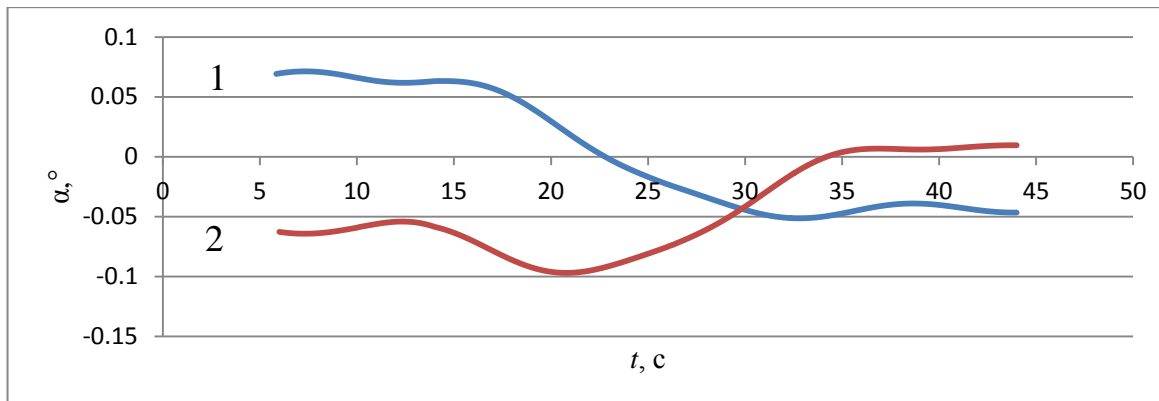


Рис. 2.20. Зависимость крена (1) и тангажа (2) рамы в функции азимутального угла положения платформы

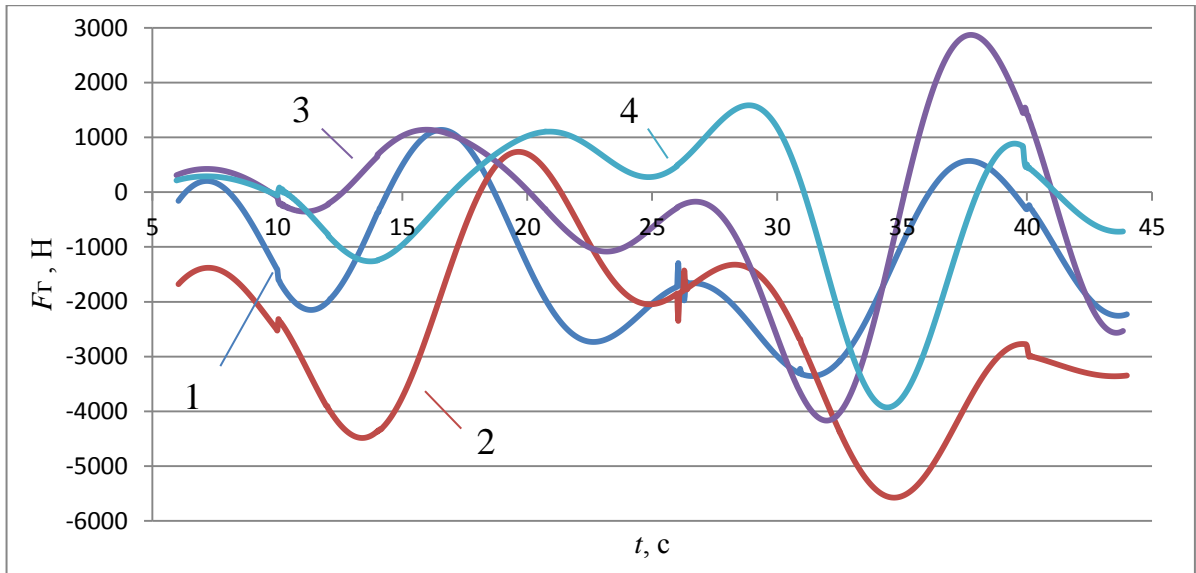


Рис. 2.21. Зависимость силы противодействия между выносной опорой 3 и шпальной выкладкой в направлении по горизонтальным осям

Податливое основание: 1 – X; 2 – Z. Абсолютно жесткое основание: 3 – X; 4 – Z

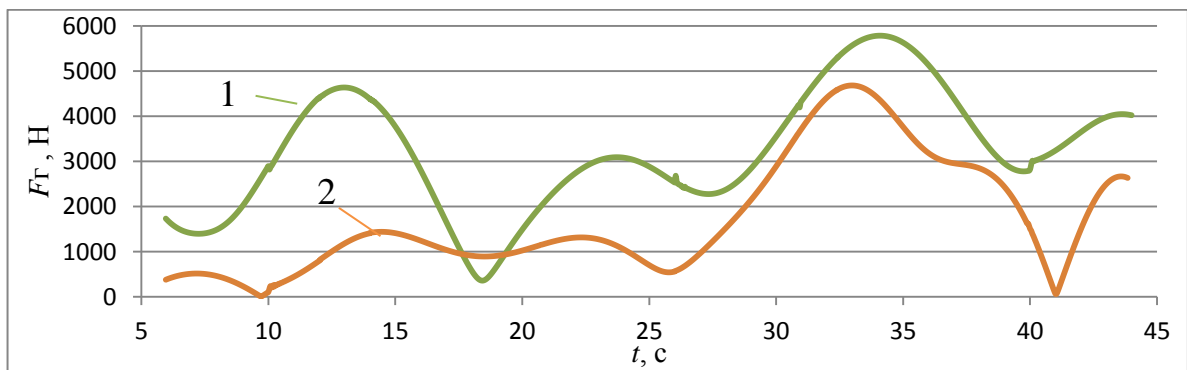


Рис. 2.22. Зависимость результирующей горизонтальной составляющей силы противодействия между выносной опорой 3 и шпальной выкладкой:

1 – податливое основание; 2 – абсолютно жесткое основание

Таким образом, при вращении происходит циклический процесс трансформации ядра опирания грузоподъемной машины: чередующееся последовательное нагружение одних выносных опор и разгрузка других (точки  $T_{1-i}$  – смена максимально нагруженной опоры, точки  $T_{2-i}$  – смена второй и третьей по нагруженности опоры, точки  $T_{3-i}$  – смена минимально нагруженной опоры; при этом  $t(T_{1-i}) \approx t(T_{3-i})$  рисунок 2.16). Циклический процесс трансформации ядра опирания приводит, соответственно, и к циклическому нагружению грунта опорной площадки.

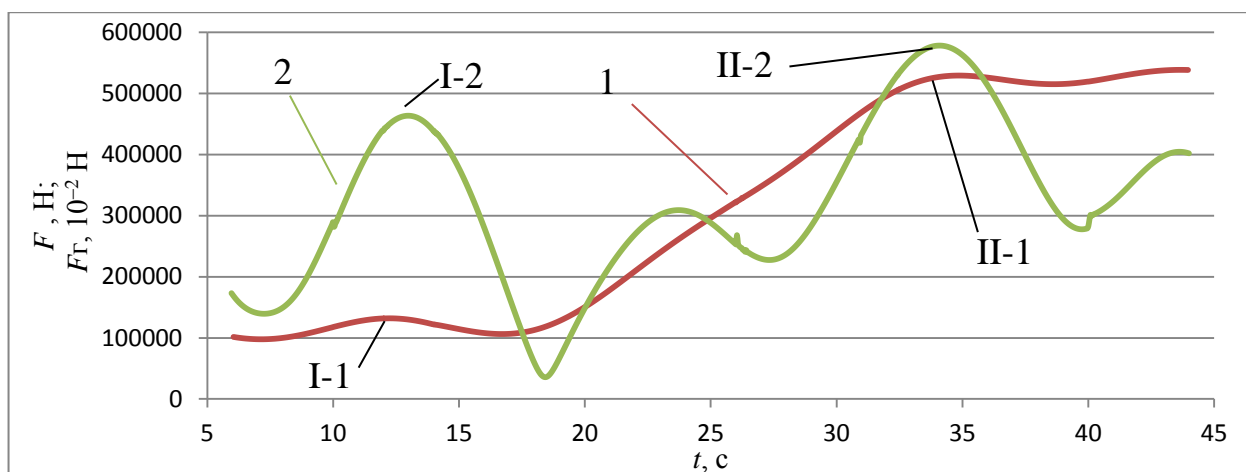


Рис. 2.23. Сравнение вертикальной (1) и результирующей горизонтальной (2) сил противодействия между выносной опорой 3 и шпальной выкладкой (податливое основание)

При нелинейно-деформируемой модели грунта в процессе вращения поворотной платформы происходит неравномерное, изменяющееся по времени, вдавливание шпальных выкладок в грунт. Неравномерное вдавливание шпальных клеток в грунт приводит к изменению угла наклона платформы грузоподъемной машины, что в свою очередь влияет на изменение опорных реакций выносных и на инерционные силы, возникающие при вращении груза, что является причиной возрастания горизонтальных составляющих реакций выносных опор.

Пики I-1, I-2 и II-1, II-2 графиков «1», «2» рисунка 2.23 соответствуют влиянию инерционных сил, возникающих при вращении груза, и колебаний системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт». Так результирующая горизонтальная составляющая реакция выносной опоры 3 составляет от (0,3 – 3,6)% от результирующей реакции опоры (рис. 2.23).

## 2.2.2 Определение напряженно-деформированного состояния участка земляного полотна

Напряженно-деформированное состояние (НДС) массивов, сложенных из нелинейно-деформируемых грунтов, получить в замкнутом виде аналитическими методами не удастся; для этого в настоящее время используют специальные численные методы МКЭ, МКР, МГЭ [74]. Поэтому, полагаясь на определенные допущения, в текущем исследовании рассматривается грунтовый массив под

действием динамической нагрузки в условиях пространственной задачи с целью определения НДС данного массива.

Статическую нагрузку от ж.-д. крана и шпальных выкладок на земляное полотно можно рассматривать как прямоугольную площадку поверхности основания загруженной: равномерно-распределенной нормальной нагрузкой [95]; решение для этого случая нагрузки было получено А. Лявом (1936). Выражения для всех составляющих напряжений приводятся в [95]; равномерно-распределенной касательной нагрузкой; решение для этого случая приводится в [95].

Динамические же нагрузки от ж.-д. крана и шпальных выкладок на земляное полотно можно упрощенно представить в виде прямоугольной площади поверхности, на которое воздействует совокупность равномерных нормальных и касательных нагрузок, действующих небольшой промежуток времени.

С целью определения деформационных характеристик земляного полотна и балластной призмы применяется программный комплекс MIDAS GTS NX, разработанный специально для решения геотехнических задач, который позволяет проводить исследования с учетом нелинейности материала [105].

В исследовании в качестве модели грунтов используется упругопластическая модель Мора – Кулона, параметры которой определялись в соответствии со специализированной литературой [95].

В программном комплексе MIDAS GTS проводится динамический анализ грунтового массива: значения реакций опор (разложенные по трем координатным осям), полученные в Motion SolidWorks прикладываются к шпальным выкладкам в виде сил, представленных временными зависимостями (рис. 2.15). Также был проведен анализ устойчивости грунтового сооружения методом снижения прочности (SRM). Одними из результатов исследования являются эпюры напряжений (рис. 2.23) и эпюры сдвиговых деформаций (рис. 2.25) в момент начала движения крана (положение «А» на рис. 2.15).

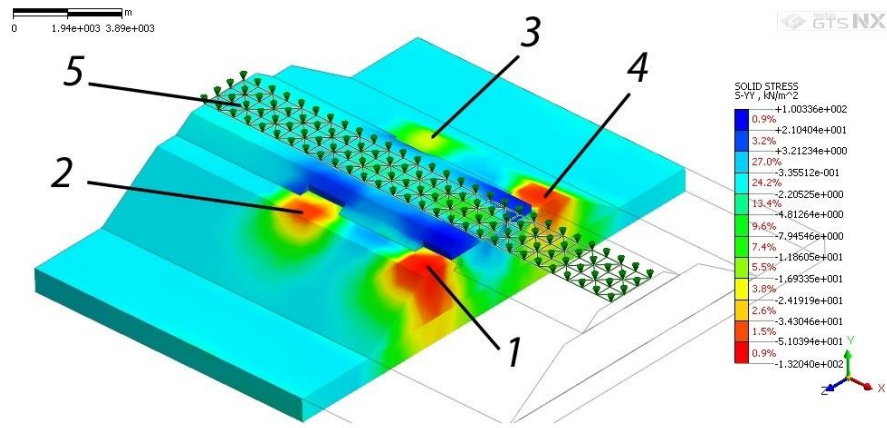


Рис. 2.24. Эпюра напряжений земляного полотна и балластной призмы:

1, 2, 3, 4 – опорные площадки соответствующих выносных опор; 5 – статическая нагрузка от рельсошпальной решетки

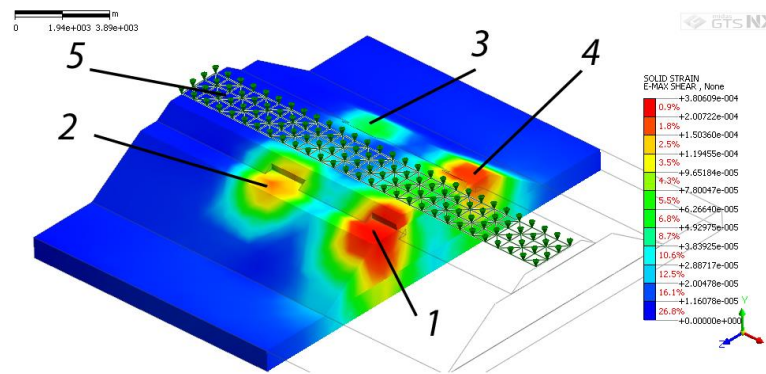


Рис. 2.25. Эпюра сдвиговых деформаций земляного полотна и балластной призмы:

1, 2, 3, 4 – опорные площадки соответствующих выносных опор; 5 – статическая нагрузка от рельсошпальной решетки

Проведенный динамический анализ позволяет установить все компоненты НДС земляного полотна и балластной призмы для каждого момента времени динамического воздействия.

### 2.2.3 Численный анализ параметров работы железнодорожного крана в условиях нарушения опорного контура

В функционале Motion выполняется численный эксперимент, по исследованию процесса вращения поворотной платформы ж.-д. крана с учетом внезапной просадки грунта под одной выносной опорой в процессе вращения платформы. В этом случае три разработанные реологические модели грунта

настраиваются как абсолютно жесткими, а четвертая (опора 3) – податливая (рис. 2.15).

В процессе моделирования установлено, что момент просадки сопровождается ударом выносной опоры о шпальную клетку при просадке опоры, находящейся под действием нагрузки (рис. 2.26).

В результате просадки при вращении крана происходит циклически повторяющийся процесс трансформации ядра опирания крановой установки – явление балансирования, сопровождающееся ударами штока гидроцилиндра диагональных выносных опор (1 и 3) о подпятник (рис. 2.27).

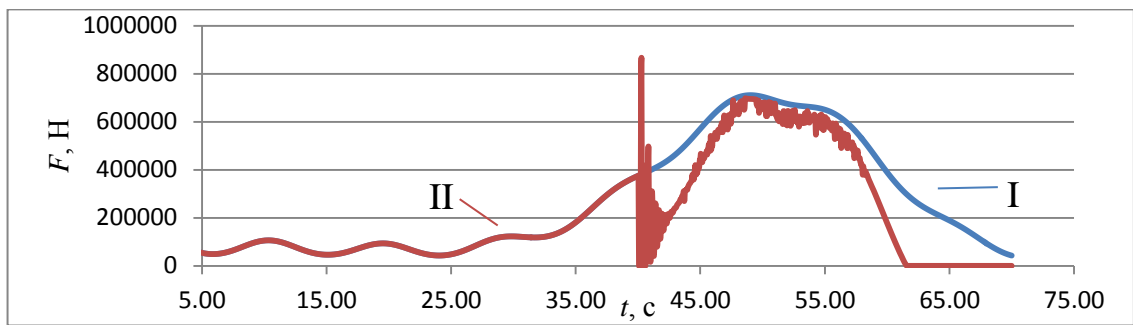


Рис. 2.26. Реакция выносной опоры 3:

I – в случае отсутствия просадки; II – в момент просадки грунта

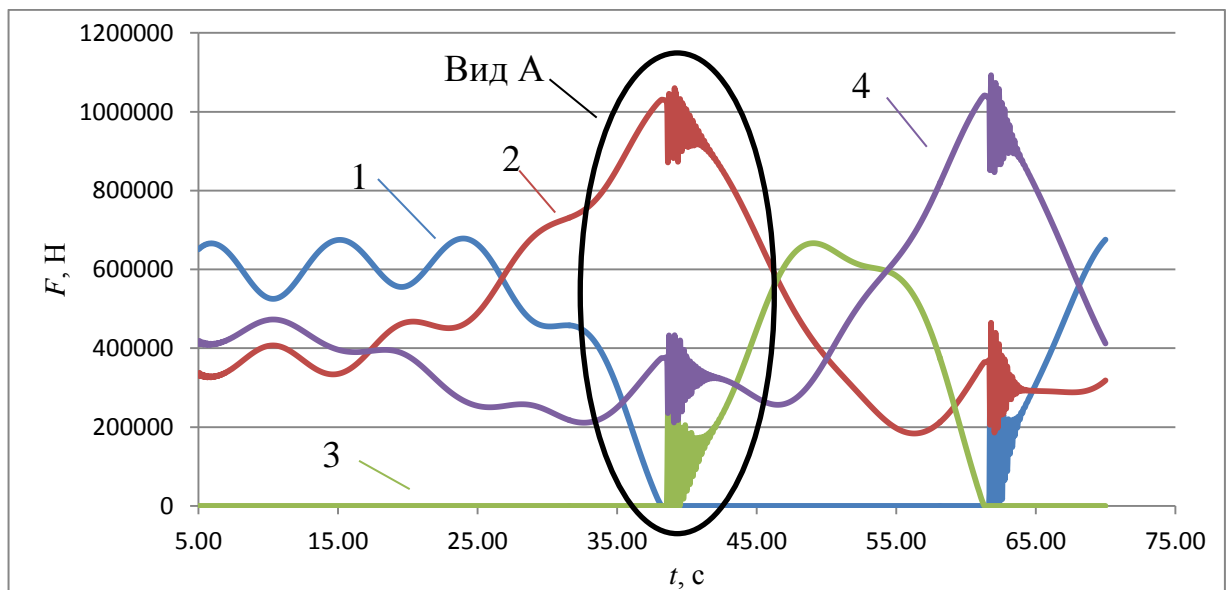


Рис. 2.27. Временная зависимость силы противодействия между выносными опорами и шпальной выкладкой при вращении с внезапной просадкой грунта под выносной опорой 3

1, 2, 3, 4 – выносные опоры

При этом грузоподъемный кран на небольшой промежуток времени опирается только на две диагональные опоры (2 и 4). В случае ж.-д. крана – воздействие ударной нагрузки передается шпальной выкладкой на земляное полотно, вследствие чего происходит пластическая деформация грунта рабочей площадки (рис. 2.27).

Рассмотрим более подробно процесс смены опорного контура (рис. 2.28): до момента времени П-1 с реакция опор 2, 4 возрастает, опоры 1 уменьшается; в момент времени П-1 с реакция опоры 1 становится равной 0 Н (отрыв опоры), а опор 2, 4 – максимальна; в промежуток времени П-1 – П-2 кран опирается только на две диагональные опоры 2 и 4; в момент времени П-2 происходит контакт (удар) опоры 3 со шпальной клетью; удар опоры 3 о шпальную клеть продолжается до момента П-4, с максимумом в момент П-3; при этом в момент П-3 реакция опор 2, 4 уменьшается; в момент времени П-4 опора 3 теряет контакт со шпальной клетью, опирание крана происходит на две диагональные опоры 2 и 4 до момента П-5; далее цикл повторяется, но с меньшей амплитудой.

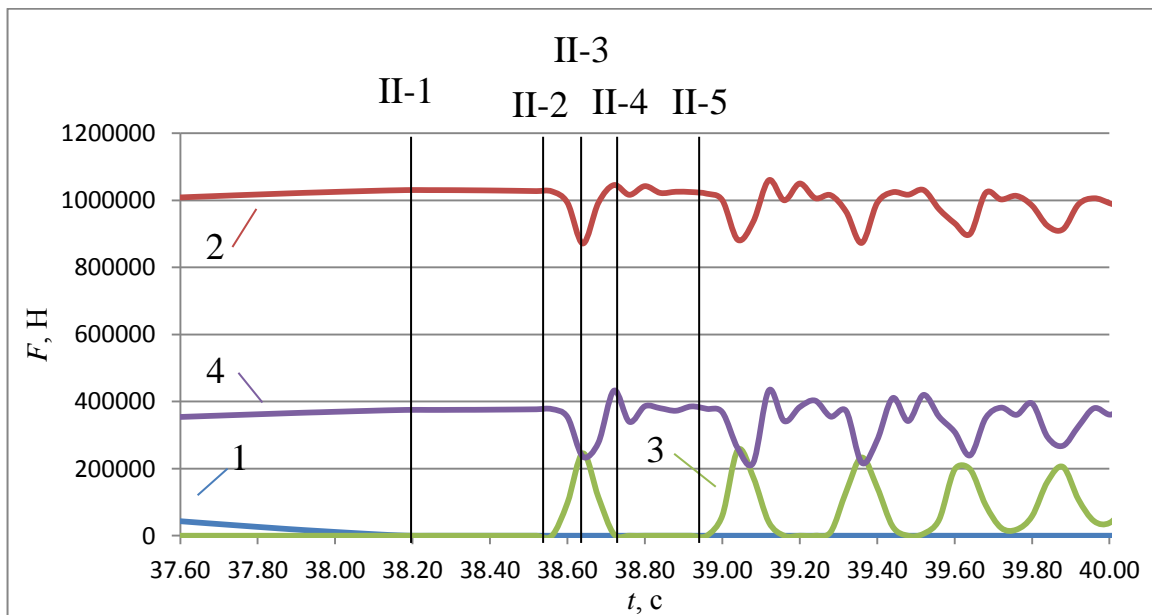


Рис. 2.28. Вид «А» рис. 2.27: временная зависимость силы противодействия между выносными опорами и шпальной выкладкой при вращении с внезапной просадкой грунта под выносной опорой 3

1, 2, 3, 4 – выносные опоры

Таким образом, при балансировании крана может происходить серия ударов выносной опоры о шпальную клетку. В данном случае опирание крана на две диагональные опоры 2 и 4 длилось последовательно 0,36 с, 0,20 с, 0,08 с и 0,04 с (рис. 2.28).

Временная зависимость ударной нагрузки от величины просадки грунта под шпальной выкладкой ( $F = f(h)$ ,  $F_{\Gamma} = f(h)$ ) представлена на рисунке 2.29, а сравнение силы противодействия между выносной опорой 3 и шпальной выкладкой в случае просадки грунта и в случае отсутствия просадки на рисунке 2.30.

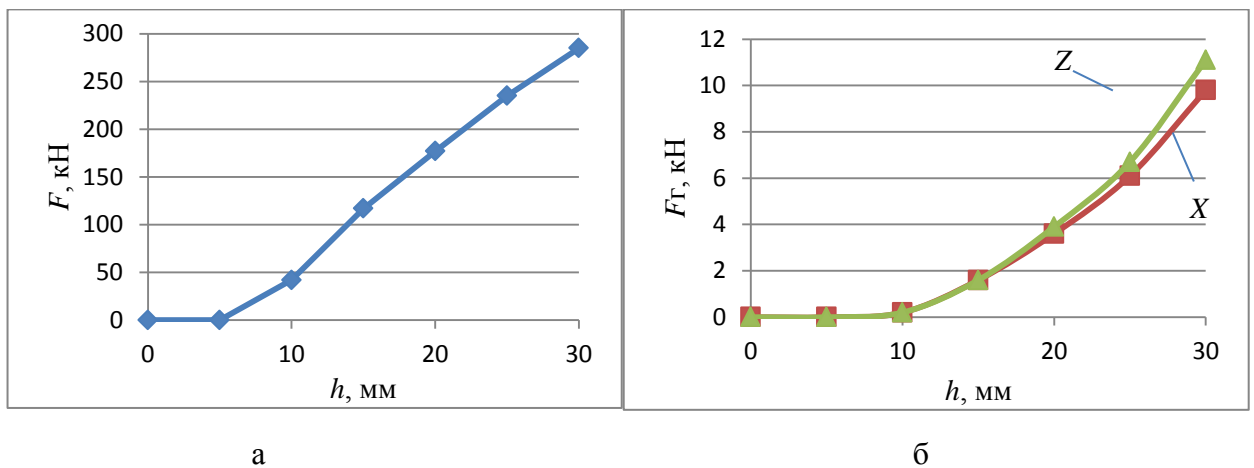


Рис. 2.29. Зависимость силы противодействия между выносной опорой 3 и шпальной выкладкой при балансировании в зависимости от величины просадки в направлении:  
 а – вертикальная ось  $Y$ ; б – горизонтальные оси  $X$  и  $Z$

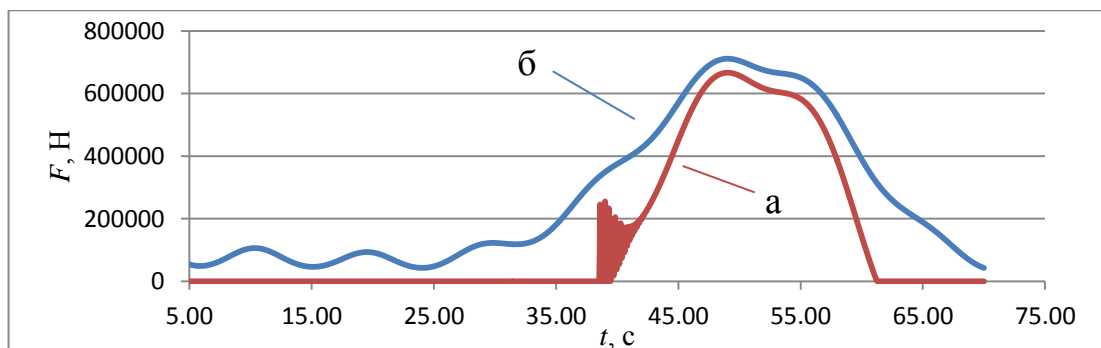


Рис. 2.30. Зависимость силы противодействия между выносной опорой 3 и шпальной выкладкой:

а – в случае просадки грунта; б – в случае отсутствия просадки

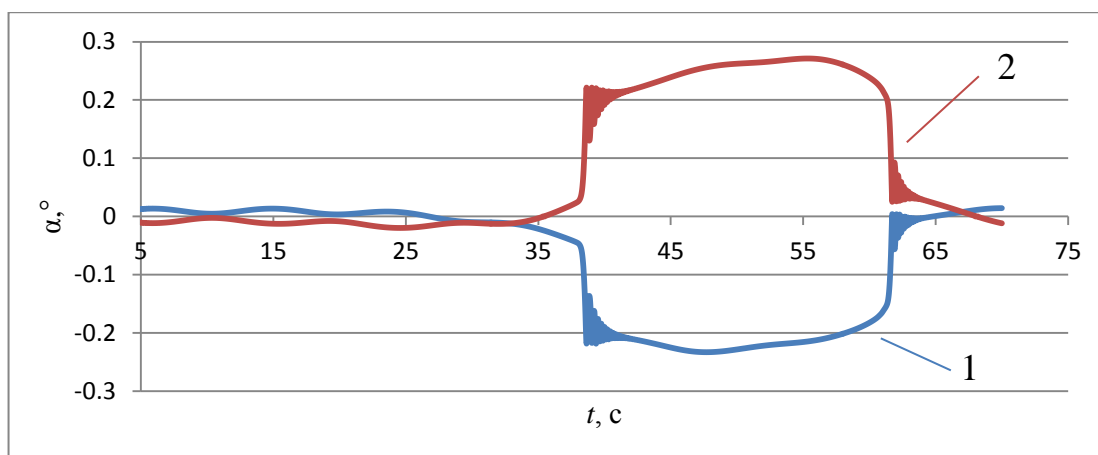


Рис. 2.31. Временная зависимость крена (1) и тангажа (2) опорной плиты выносной опоры 3 в случае просадки грунта

Удар выносной опоры о шпальную клеть сопровождается появлением горизонтальных составляющих реакций выносных опор. При этом углы наклона опорной плиты отличны от 0 (рис. 2.31). А с ростом величины просадки наблюдается увеличение горизонтальных составляющих сил, действующих на выносную опору, что негативно сказывается на несущей способности узла.

## 2.2.4 Аналитический анализ параметров работы грузоподъемной машины в условиях нарушения опорного контура

### 1. Балансирование в результате просадки опоры

В процессе трансформации опорного контура при переходе силы  $F$ , которая является силой тяжести поворотной платформы с грузом, через условную ось диагональных опор (2 и 4) неповоротная платформа приобретает угловую скорость, и выносная опора 3 преодолевает величину просадки, что сопровождается ударом этой выносной опоры об опорную поверхность (шпальную клеть); при этом поворотная платформа находится в непрерывном движении, тем самым увеличивая часть массы грузоподъемной машины, задействованной в процессе удара (рис. 2.32).

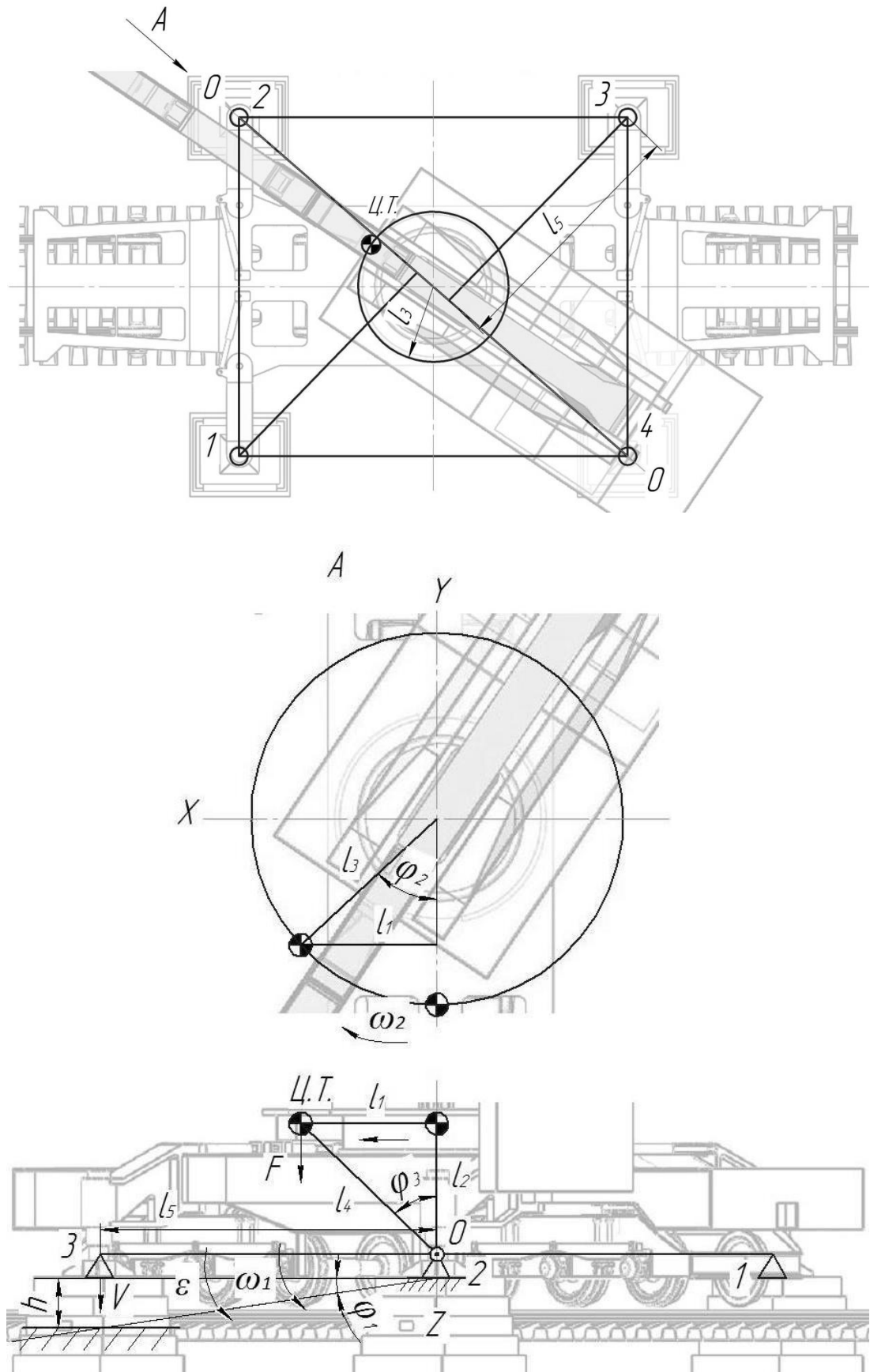


Рис. 2.32. Расчетная схема балансирования крана

Система движущихся тел состоит из подкрановой платформы и поворотной платформы с грузом и имеет одну степень свободы, следовательно, вводится одна независимая обобщенная координата. В соответствии с числом независимых обобщенных координат данной механической системы имеем для нее одно уравнение Лагранжа второго рода [86]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j, \quad (j = 1), \quad (2.22)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы;  $Q_j$  – обобщенная сила;  $q_j$  – обобщенная координата системы.

За обобщенную координату системы принимаются угол наклона подкрановой платформы  $\varphi_1$ :

$$\varphi_1 = \arctg \left( \frac{h}{l_5} \right), \quad (2.23)$$

где  $l_5$  – расстояние от оси  $O-O$  до выносной опоры,  $h$  – величина просадки.

В соответствии с выбранной обобщенной координатой уравнение Лагранжа примет вид:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = Q, \quad (2.24)$$

Кинетическая энергия ( $T$ ) и обобщенная сила ( $Q$ ) системы определяются следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} J \dot{\varphi}_1^2 = \frac{1}{2} (J_1 + J_2) \dot{\varphi}_1^2, \quad Q_1 = \frac{1}{\dot{\varphi}_1} (M \cdot \omega_1), \quad (2.25)$$

где  $J$  – момент инерции крана относительно оси  $O-O$  ( $J = J_1 + J_2$ ),  $J_1$  – момент инерции подкрановой платформы относительно оси  $O-O$ ,  $J_2$  – момент инерции поворотной платформы с грузом относительно оси  $O-O$ ;  $M$  – момент силы тяжести поворотной платформы с грузом;  $\omega_1$  – угловая скорость подкрановой платформы при балансировании.

Определив производные и подставив их в (2.24) получим:

$$\ddot{\varphi}_1 \cdot J = \frac{1}{\dot{\varphi}_1} (M \cdot \omega_1), \quad (2.26)$$

Считая, что балансирование является равнопеременным вращательным движением, а движение поворотной платформы – равномерным вращательным, составляется следующая система выражений:

$$\begin{cases} \varepsilon \cdot J = M = F \cdot l_1 = g \cdot m_2 \cdot l_1 \\ \varphi_1 = \omega_0 \cdot t + \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} = \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} \\ \varphi_2 = \omega_2 \cdot t \end{cases}, \quad (2.27)$$

где  $F$  – сила тяжести поворотной платформы с грузом;  $l_1$  – проекция на ось  $X$  расстояния от оси вращения поворотной платформы до центра тяжести;  $m_2$  – масса поворотной платформы с грузом;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\varepsilon$  – угловое ускорение подкрановой платформы при балансировании;  $\omega_2$  – угловая скорость поворотной платформы;  $t$  – время;  $\varphi_2$  – угол поворота поворотной платформы;  $\omega_0$  – начальная угловая скорость подкрановой платформы при балансировании ( $\omega_0 = 0$ ).

Выразив  $\varepsilon$  из второго выражения и  $t$  из третьего выражения, и подставив в первое выражение системы (2.27), получим:

$$\begin{cases} \varepsilon \cdot J = F \cdot l_1 = g \cdot m_2 \cdot l_1 \\ \varepsilon = \frac{2 \cdot \varphi_1}{t^2} \\ t = \frac{\varphi_2}{\omega_2} \end{cases}, \quad g \cdot m_2 \cdot l_1 = (J_1 + J_2) \cdot \frac{2 \cdot \varphi_1 \cdot \omega_2^2}{\varphi_2^2}, \quad (2.28)$$

Согласно рисунок 2.34:

$$J_2 = m_2 \cdot l_4^2, \quad J_2 = m_2 \cdot (l_1^2 + l_2^2), \quad l_1 = l_3 \cdot \sin(\varphi_2), \quad (2.29)$$

где  $l_4$  – расстояние от оси  $O-O$  до центра тяжести;  $l_2$  – проекция на ось  $Z$  расстояния от оси  $O-O$  до центра тяжести ССК;  $l_3$  – расстояние от оси вращения поворотной платформы до центра тяжести.

После преобразования получим:

$$m_2 \cdot g \cdot (l_3 \cdot \sin \varphi_2) = (J_1 + m_2 \cdot [(l_3 \cdot \sin \varphi_2)^2 + l_2^2]) \cdot \frac{2 \cdot \varphi_1 \cdot \omega_2^2}{\varphi_2^2}, \quad (2.30)$$

Окончательно имеем:

$$m_2 \cdot g \cdot (l_3 \cdot \sin \varphi_2) - \left( J_1 + m_2 \cdot \left[ (l_3 \cdot \sin \varphi_2)^2 + l_2^2 \right] \right) \cdot \frac{2 \cdot \varphi_1 \cdot \omega_2^2}{\varphi_2^2} = 0, \quad (2.31)$$

Для автоматизации анализа и графического представления их решений используется программа Matlab [93, 101]. Решая уравнение (2.31), определяется  $\varphi_2$ , и далее  $t$ ,  $\varepsilon$ ,  $\omega_1$ ,  $v$ :

$$t = \frac{\varphi_2}{\omega_2}, \quad \varepsilon = \frac{2 \cdot \varphi_1}{t^2}, \quad \omega_1 = \varepsilon \cdot t, \quad v = \omega_1 \cdot l_5, \quad (2.32)$$

где  $v$  – скорость выносной опоры в процессе удара.

На основе полученных данных получена зависимость скорости выносной опоры в процессе удара:  $v = f(h, \omega_2)$  (рис. 2.33, а).

Масса грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара ( $m$ ) определяется согласно закону сохранения энергии:

$$\frac{J \cdot \omega_1^2}{2} = m \cdot g \cdot h, \quad m = \frac{J \cdot \omega_1^2}{2 \cdot g \cdot h}, \quad (2.33)$$

где  $m$  – масса грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара.

На основе полученных данных получена зависимость массы грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара:  $m = f(h, \omega_2)$  (рис. 2.33, б).

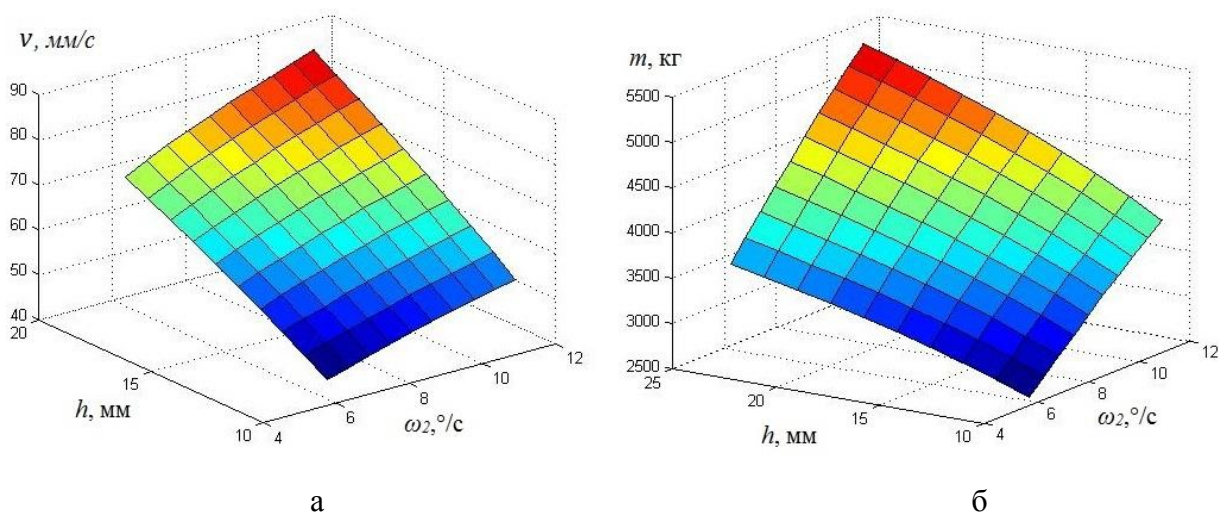


Рис. 2.33. Зависимости  $v = f(h, \omega_2)$  (а) и  $m = f(h, \omega_2)$  (б)

## 2. Мгновенная просадка грунта под опорой

В случае внезапной (мгновенной) просадки грунта под опорой непосредственно в процессе работы грузоподъемного крана анализ ведется аналогичным способом, но, так как в момент внезапной просадки скорость поворотной платформы не оказывает существенного влияния, то в (2.27) можно принять  $\omega_2 = 0$  и рассматривать угол поворота поворотной платформы как фиксированное значение:  $\varphi_2 = const$ :

$$\begin{cases} F \cdot l_1 = J \cdot \varepsilon = J \cdot \frac{\omega_1}{t} \\ \varphi_1 = \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} = \frac{\omega_1 \cdot t^2}{2 \cdot t} = \frac{\omega_1 \cdot t}{2} \end{cases}, \quad (2.34)$$

Выразив  $\omega_1$  из второго выражения и подставив в первое выражение системы (2.34), получим:

$$F \cdot l_1 = J \cdot \frac{2 \cdot \varphi_1}{t^2}, \quad t = \sqrt{\frac{J \cdot 2 \cdot \varphi_1}{m_2 \cdot g \cdot l_1}}, \quad (2.35)$$

Далее определяется угловая скорость подкрановой платформы при балансировании  $\omega_1$  и скорость выносной опоры в процессе удара  $v$ ; находится масса грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара ( $m$ ), аналогично (2.33):

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot \varphi_1}{t}, \quad v = \omega_1 \cdot l_5, \quad m = \frac{J \cdot \omega_1^2}{2 \cdot g \cdot h}, \quad (2.36)$$

На основе полученных данных получена зависимость скорости выносной опоры в процессе удара:  $v = f(h, \varphi_2)$  (рис. 2.34, а), и зависимость массы грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара:  $m = f(h, \varphi_2)$  (рис. 2.34, б). Значение  $l_5$  может изменяться в зависимости от размеров опорного контура грузоподъемной машины.

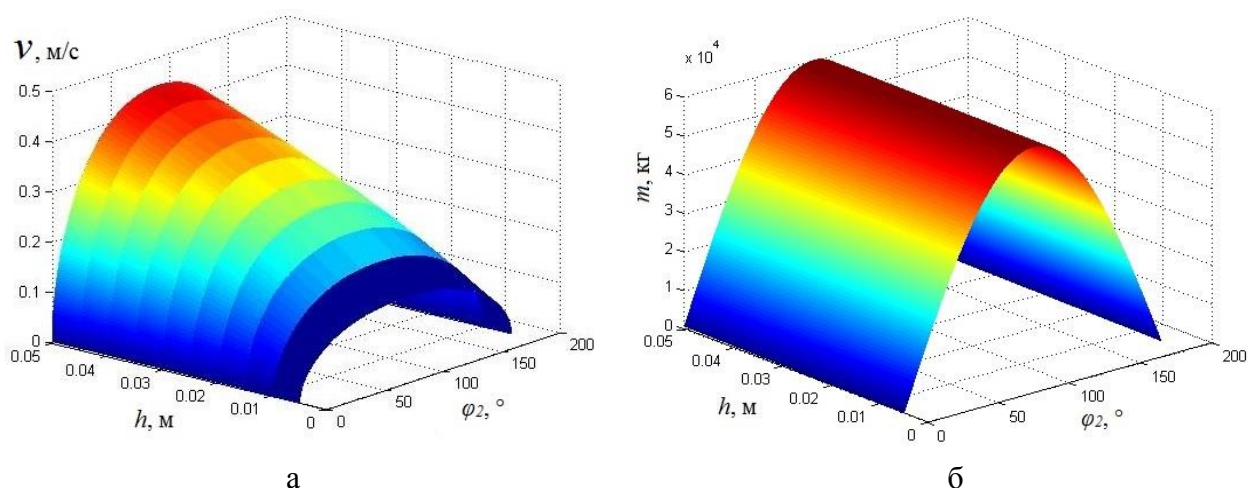


Рис. 2.34. Зависимости  $v = f(h, \varphi_2)$  (а) и  $m = f(h, \varphi_2)$  (б)

Максимальное значение массы грузоподъемной машины, задействованной в процессе удара, будет при расположении стрелы крана под углом  $90^\circ$  по отношению к оси  $O-O$  (рис. 2.32).

### 3. Определение ударной нагрузки в процессе балансирования

С целью определения ударной нагрузки применяется приближенная теория удара, построенная с учётом следующих допущений: напряжения при ударе не превосходят предела пропорциональности; удар не упругий; масса ударяемого тела мала по сравнению с массой ударяющего тела; энергия, перешедшая в теплоту и в колебательные движения соударяющихся тел, не учитывается; кинетическая энергия ударяющего тела полностью переходит в потенциальную энергию деформации ударяемого тела; деформация мгновенно распространяется по всей системе; обобщенные перемещения пропорциональны соответствующим обобщенным силам при статическом и динамическом их действии [21, 70].

В рассматриваемом случае балансирования грузоподъемного крана на выносных опорах: ударяющее тело – выносная опора крана, в которой сосредоточена масса крана, задействованная в процессе удара; ударяемое тело – шпальная выкладка (рис. 2.35, 2.36).

Так как опорные поверхности аутригеров находятся на разном уровне, ударная нагрузка ( $F_{уд}$ ), соответствующая массе крана, задействованной в процессе удара, раскладывается на вертикальную ( $F_{уд}^B$ ) и горизонтальную составляющие ( $F_{уд}^Г$ ) в плоскости балансирования (рис. 2.36).

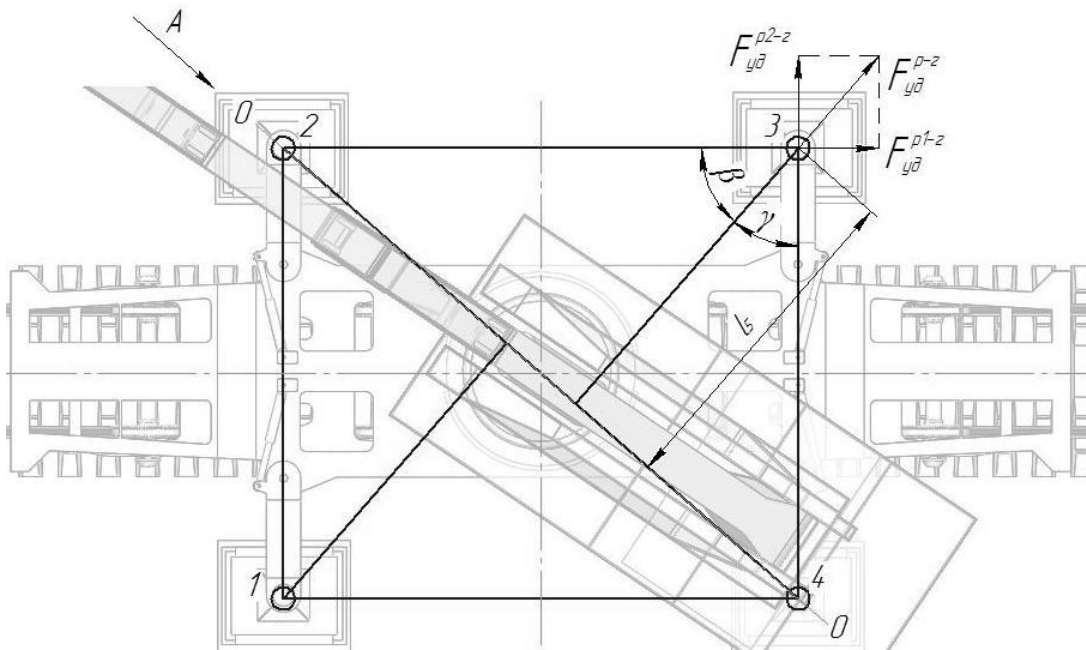


Рис. 2.35. Расчетная схема для определения ударной нагрузки

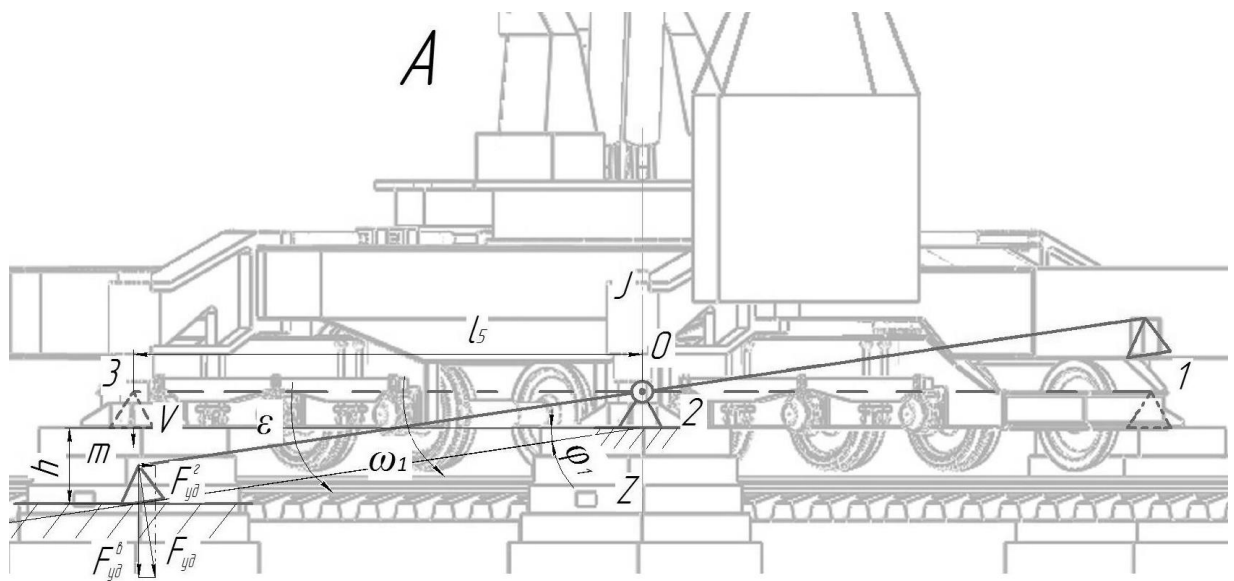


Рис. 2.36. Расчетная схема для определения ударной нагрузки

Динамические напряжения и деформации при ударе находятся согласно следующим формулам:

$$\sigma_{дин} = k_{\delta} \cdot \sigma_{ст}, \quad \delta_{дин} = k_{\delta} \cdot \delta_{ст}, \quad (2.37)$$

где  $\sigma_{\delta}$ ,  $\sigma_{ст}$  – динамические и статические напряжения;  $\delta_{\delta}$ ,  $\delta_{ст}$  – динамическая и статическая деформация;  $k_{\delta}$  – коэффициент динамичности, который имеет вид:

$$k_{\delta} = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g \cdot \delta_{cm}}}, \quad (2.38)$$

где  $v$  – скорость ударяющего тела,  $g$  – ускорение свободного падения.

Статические значения абсолютных деформаций:

$$\delta_{cm} = \frac{P_{cm} \cdot l}{E \cdot F}, \quad (2.39)$$

где  $P_{cm}$  – действие ударяющего тела при статическом нагружении,  $E$  – модуль упругости первого рода,  $F$  – площадь поперечного сечения,  $l$  – длина.

Значение максимальной силы при ударном (динамическом) нагружении равно:

$$P_{дин} = P_{cm} \cdot k_{\delta}, \quad (2.40)$$

т.е.:

$$F_{y\delta}^6 = F_{cm}^6 \cdot k_{\delta}, \quad F_{y\delta}^2 = F_{cm}^2 \cdot k_{\delta}, \quad (2.41)$$

Горизонтальной составляющей ударной нагрузки ( $F_{уд}^r$ ) соответствует реакция опоры  $F_{уд}^{p-r}$ , которая раскладывается на две составляющие ( $F_{уд}^{p2-r}$ ,  $F_{уд}^{p1-r}$ ) в горизонтальной плоскости грузоподъемного крана в зависимости от геометрических размеров опорного контура (рис. 2.35).

Задавшись геометрическими размерами опорного контура ( $l_5$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  и пр.) и массово-инерционными характеристиками грузоподъемного крана, в зависимости от случая нагружения (балансирование в результате просадки опоры или мгновенная просадка грунта под опорой (пункты 1 и 2 раздела (2.2.4))) можно рассчитать величину ударной нагрузки согласно (2.37) – (2.41). Одной и той же просадке в случае балансирования или мгновенной просадке грунта под опорой будет соответствовать разная масса грузоподъемной машины, задействованная в процессе удара, а так же скорость выносной опоры в процессе удара (рис. 2.33, 2.34).

Например, в общем случае для варианта мгновенной просадке грунта под опорой составляющие ударной нагрузки ( $F_{уд}$ ) в плоскости балансирования в зависимости от массы грузоподъемной машины, задействованной в процессе

удара, и от величины просадки при угле поворота поворотной платформы  $\varphi_2 = 90^\circ$  имеют вид:  $F_{уд}^B = f(m, h)$ ,  $F_{уд}^Г = f(m, h)$  (рис. 2.37).

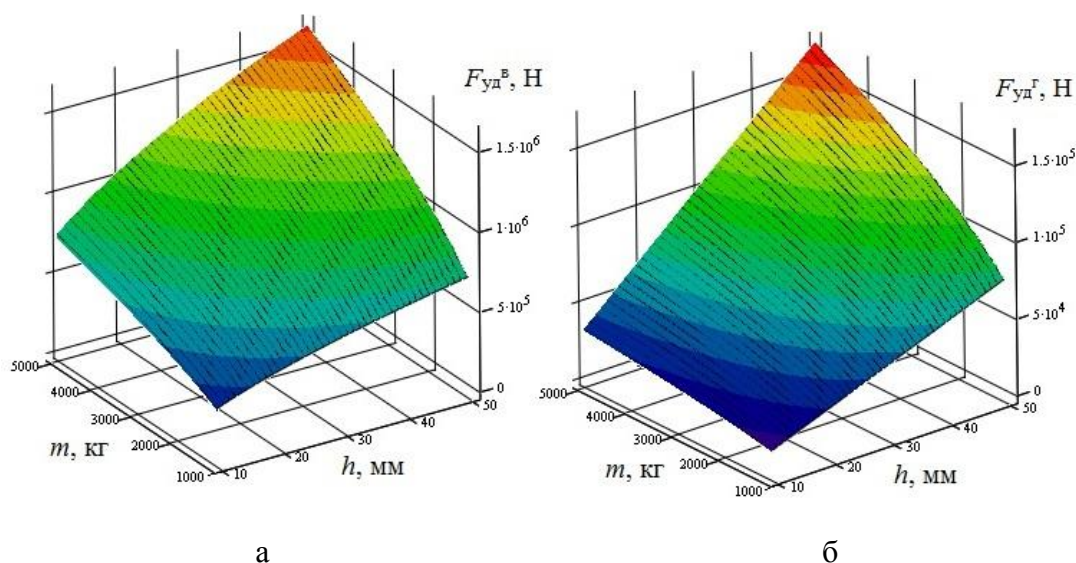


Рис. 2.37. Зависимости вертикальной (а) и горизонтальной (б) составляющих ударной нагрузки в плоскости балансирования

### 2.3 Влияние удара выносной опоры о шпальную клеть на состояние грунта опорной площадки

Исследование влияния удара выносной опоры о шпальную клеть на состояние грунта опорной площадки осуществляется согласно теории удельных импульсов профессора Н.Я. Хархуты, которая подтверждается результатами многочисленных исследований и практическим опытом [78].

Ударные нагрузки вызывают в грунтах волновые процессы, которыми и определяются уровень напряженного состояния и связанная с этим уровнем деформация [78]. Такие нагрузки приводят к тиксотропным превращениям грунтов, в результате которых снижается предел их прочности и сопротивляемость внешним воздействиям, что влияет на работу и состояние грузоподъемной машины, расположенной на грунтовом основании.

При ударе за очень малый промежуток времени движение соударяющихся тел получает конечное, а не малое изменение, вследствие чего на их контактах

развиваются очень большие давления [78]. Явление удара о грунт характеризуется уравнением:

$$\int_0^{\tau} p dt = M(v_1 - v_2), \quad (2.42)$$

где  $p$  – развивающееся на поверхности контакта общее давление;  $t$  – время;  $\tau$  – продолжительность удара;  $M$  – масса, задействованная в процессе удара (сумма части массы грузоподъемной машины ( $M_1$ ) и массы шпальной клетки ( $m$ ));  $v_1$  и  $v_2$  – скорость задействованной массы в начале и в конце удара.

Предполагается, что удар является неупругим, поэтому скорость в конце удара принимают равной нулю. Часть массы грузоподъемного крана, задействованного в процессе удара ( $M_1$ ) определяется согласно пункту (2.2.4).

Продолжительность напряженного состояния при ударах о грунтовую поверхность жесткого штампа в зависимости от состояния грунта и интенсивности ударного воздействия находится в пределах 0,01 – 0,12 с.

Максимальные контактные давления, возникающие на поверхности грунта, зависят от величины удельного импульса и его «остроты» [78]. Под удельным импульсом удара понимается импульс, приходящийся на единицу контактной поверхности [78], который определяется согласно выражению:

$$i = \frac{M \cdot v_1}{F}, \quad (2.43)$$

где  $i$  – удельный импульс удара;  $F$  – площадь контактной поверхности.

В случае наличия шпальных клеток согласно закону сохранения импульса следует, что начальная скорость внедрения клетки при ударе составляет:

$$v_1 = \frac{v_1^{on} \cdot M_1}{m + M_1}, \quad (2.44)$$

где  $m$  – масса шпальной выкладки;  $v_1^{on}$  – скорость выносной опоры,  $v_1$  – совместная скорость задействованной массы крана и шпальной выкладки в начале процесса удара.

Амплитудное значение контактного давления определяется согласно:

$$\sigma_0 = \frac{k \cdot i}{\tau}, \quad (2.45)$$

где  $k$  – безразмерный коэффициент, определяемый опытным путем, который учитывает несовпадение окончания удара с моментом максимума давления, определяется согласно [78].

Форма («острота») эпюры изменения контактных давлений во времени определяется максимальным давлением на поверхности и временными параметрами — временем повышения и снижения напряженного состояния, а также общим временем действия нагрузки. Процесс развития деформации грунта характеризуется отставанием от изменения контактного давления на его поверхности.

По завершении процесса удара под действием упругих сил грунта штамп (опорная плита или шпальная выкладка) движется вверх, что служит началом возбуждаемых ударом собственных колебаний системы «штамп — грунт». При плотных грунтах и интенсивных ударах первые размахи штампа могут происходить с отрывом от поверхности грунта, что приводит к повторным ударам.

Удар штампа вызывает в грунтовом массиве волновые процессы. Помимо прямых волн, распространяющихся в грунте вслед за началом контакта штампа с грунтовой поверхностью, возникают отраженные волны и волны, возбуждаемые последующими ударами штампа [78]. Нужно выделить возбуждаемые первым ударом волны напряжений и деформаций, так как именно они в основном и приводят к изменениям грунта.

Кривые изменения с глубиной амплитудных значений волны напряжения отображаются зависимостью:

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_0} = \frac{1}{1 + K \left( \frac{z}{d_w} \right)^{\frac{3}{2}}}, \quad (2.46)$$

где  $\sigma_z$  – амплитудное значение напряжения на глубине  $z$  от поверхности;  $\sigma_0$  – амплитудное значение контактного давления на поверхности;  $K$  – коэффициент затухания напряжений по глубине;  $d_w$  – диаметр штампа.

В случае развития ударной нагрузкой контактных давлений на поверхности, превышающих предел прочности грунта, произойдет разрушение сплошности грунта, а вследствие – чрезмерное погружение опоры в грунт. В этом случае грунт будет не уплотняться, а выдавливаться в стороны.

Проф. Н.Я. Хархута приводит рекомендуемые значения предельных удельных импульсов для грунтов, полученные опытным путем [78, 79].

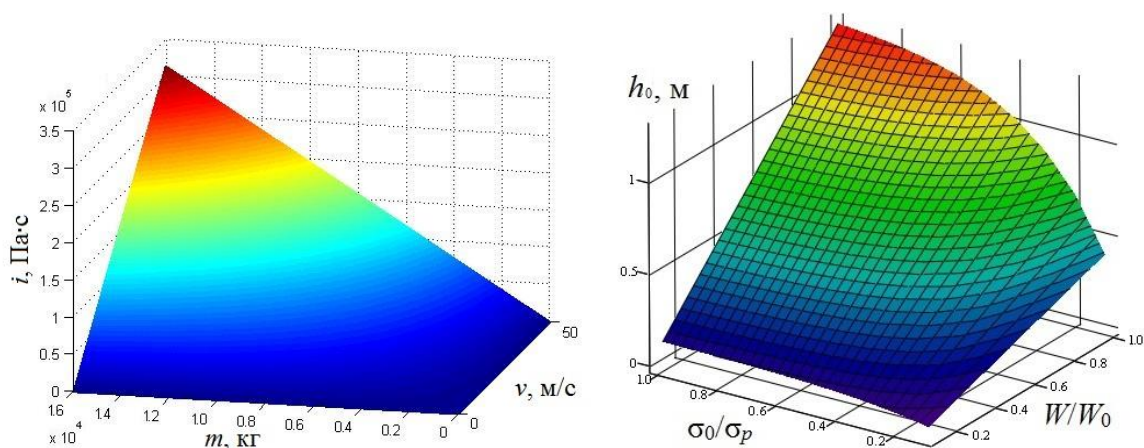
Поверхность грунта или слои грунта в непосредственной близости от нее испытывают максимальные напряжения при ударном нагружении, которые в плотных грунтах до глубины активной зоны остаются практически одинаковыми, а за ее пределами – снижаются. Глубина активной зоны, в которой деформации при уплотнении грунта распределяются равномерно (в данной зоне реализуется (80 – 90)% всей необратимой деформации) определяется согласно выражению:

$$h_0 = a \cdot B_{\min} \frac{W}{W_0} \left( 1 - e^{-\beta \frac{\sigma_0}{\sigma_p}} \right), \quad (2.47)$$

где  $B_{\min}$  – минимальный поперечный размер поверхности контакта элемента, контактирующего с грунтом;  $W$  – влажность грунта;  $W_0$  – оптимальная влажность грунта;  $\sigma_0$  – контактное напряжение;  $\sigma_p$  – предел прочности грунта, соответствующий оптимальной влажности;  $e$  – число Эйлера;  $a$  – коэффициент, зависящий от скорости изменения напряженного состояния;  $\beta$  – коэффициент, зависящий от вида грунта (для связных грунтов = 3,7) [78].

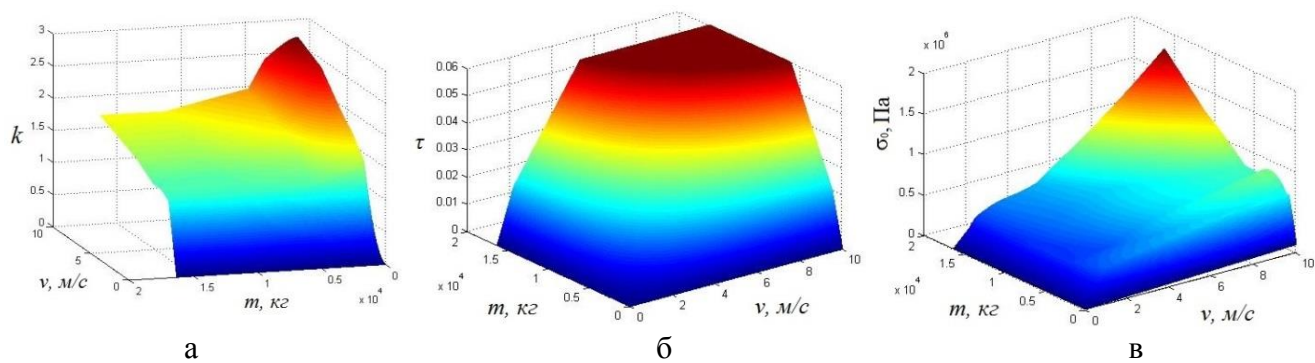
Зависимость глубины активной зоны от отношения  $\sigma_0/\sigma_p$  и  $W/W_0$  представлена на рисунке 2.38, б.

Задавшись постоянными значениями параметров шпальной выкладки (масса – 380 кг; площадь контактной поверхности – 2,6 м<sup>2</sup>), определяется зависимость удельных импульсов удара в зависимости от скорости и массы грузоподъемного крана, задействованного в процессе удара ( $i = f(v, m)$ ) (рис. 2.38, а).



а б  
Рис. 2.38. Зависимости  $i = f(v, m)$  (а) и  $h_0 = f(\sigma_0/\sigma_p, W/W_0)$  (б)

В соответствии с указаниями определения продолжительности удара  $\tau$  и коэффициента  $k$  получена зависимость амплитудных значений контактного давления в зависимости от скорости и массы грузоподъемного крана, задействованного в процессе удара (рис. 2.39).



а б в  
Рис. 2.39. Зависимости  $k = f(v, m)$  (а),  $\tau = f(v, m)$  (а),  $\sigma_0 = f(v, m)$  (в)

Удар, вызывающий контактные давления, которые превышают предел прочности грунтов основания, приведет к недопустимым деформациям земляного полотна, влияющим как на устойчивость ж.-д. крана, так и на эксплуатацию ж.-д. пути. В частности, удар может привести к потере устойчивости грузоподъемной машины, вследствие превышения предельного угла наклона рамы и появления инерционной нагрузки или в случае обвала верхней части откоса земляного сооружения, на котором располагается грузоподъемный кран.

Остаточные деформации участков земляного полотна, выпирание грунта, обвалы верхних частей откосов оказывают отрицательное влияние на эксплуатационную работу отдельных участков железных дорог и в целом снижают уровень безопасности движения по таким участкам пути.

При вертикально направленном ударе амплитуду колебаний шпальной выкладки можно определить согласно [81, 82]:

$$A_z = 0,2 \frac{(1 + \varepsilon) \cdot q \cdot v_0}{\sqrt{K_z \cdot Q}}, \quad (2.48)$$

где  $q$  – вес падающих частей машины (механизма),  $v_0$  – их скорость в момент соударения,  $Q$  – вес машины (механизма) и шпальной клетки,  $\varepsilon$  – коэффициент восстановления скорости при ударе,  $K_z$  – коэффициент жесткости основания.

Задавшись параметрами формулы (2.48) получена зависимость амплитудных колебаний шпальной выкладки при ударе выносной опоры в зависимости от скорости ( $v_0$ ) и массы ( $q$ ) грузоподъемного крана, задействованного в процессе удара  $A_z = f(v_0, q)$ .

## 2.4 Исследование работы железнодорожного крана в кривых участках пути

Основной особенностью кривых участков ж.-д. пути является возвышение наружной рельсовой нити над внутренней. Данный факт накладывает некоторые ограничения на эксплуатацию железнодорожного крана в кривых участках пути. Так согласно данным ОАО «РЖД» при выполнении работ ж.-д. грузоподъемными кранами в кривых участках пути существует опасность не попадания колесной пары ходовой тележки на рельсовую колею после выполнения работ и снятия крана с выносных опор [65]. В зависимости от гидравлического привода опорных гидроцилиндров ж.-д. крана и конструкции шпальных клеток теоретически можно выделить 4 варианта установки грузоподъемного крана в кривых участках ж.-д. пути, представленных в таблице 2.1.



## Продолжение таблицы 2.1

№	Расчетная схема	
3		
4		

Где:  $t_i$  – время,  $t_1 < t_2$ ; 1, 2 – аутригеры ж.-д. крана (1 – 2 шт., 2 – 2 шт.);  $V_i$  – скорость изменения положения поршня относительно цилиндра ( $V_1 = V_2$  – гидравлическая система синхронного хода гидроцилиндров аутригеров 1 и 2,  $V_1 \neq V_2$  – гидравлическая система не синхронного хода гидроцилиндров аутригеров 1 и 2);  $\alpha$  – угол наклона платформы крана;  $h$  – возвышение рельсовой нити ( $h_{\max} = 150$  мм);  $L_0$  – ширина колеи;  $L_{1, 2, 4, 5}$  – длина выдвинутой части штока гидроцилиндра;  $L_3$  – разница высот шпальных клеток;  $L_6$  – база выносных опор;  $L_{7, 12}$  – расстояние между продольной осью гидроцилиндра аутригера 1 и осью, проходящей через точку контакта колеса с рельсом;  $M$  – конструктивная масса крана в транспортном положении ( $M = 99,5$  т);  $F_M$  – вес крана в транспортном положении.

Возвышение наружной рельсовой нити создается в целях предотвращения чрезмерных силовых воздействий на пассажиров, сдвигов рельсов (со шпалами по балласту), обеспечения более равномерного износа рельсов обеих нитей [28]. Максимальная величина возвышения наружного рельса сети железных дорог Российской Федерации составляет 150 мм [33].

Данные для 1 варианта установки:

$$\begin{cases} L_1 = L_2 \\ L_4 = L_5 \\ V_1 = V_2 \\ L_3 = L_6 \left( \frac{h}{L_0} \right) \end{cases}, \quad (2.49)$$

В 1 варианте установки платформа грузоподъемного крана выставляется под углом  $\alpha$  к горизонту при соблюдении параметра  $L_3$ , зависящего от  $L_6$  и  $h$  (рис. 2.40, а). Данное исполнение установки является не очень удачным, так как предпочтительный угол наклона платформы грузоподъемных кранов для обеспечения безопасного выполнения погрузочно-разгрузочных работ  $= 0^\circ$ . При  $\alpha \neq 0^\circ$  устойчивость грузоподъемных машин меньше чем в случае  $\alpha = 0^\circ$ .

Данные для 2 варианта установки:

$$\begin{cases} L_1 = L_2 \\ L_4 = L_5 \\ V_1 = V_2 \\ L_3 = 0 \end{cases}, \quad (\text{а}) \quad \text{OR} \quad \begin{cases} L_1 = L_2 \\ L_4 = L_5 \\ V_1 = V_2 \\ L_3 \neq L_6 \left( \frac{h}{L_0} \right) \neq 0 \end{cases}, \quad (\text{б}) \quad (2.50)$$

Рассмотрим тип «а», варианта 2; тип «б» рассматривается аналогично «а». В данном варианте установки первоначально в контакт со шпальной выкладкой вступают опорные плиты выносных опор 1. Далее при дальнейшем выдвигении штока гидроцилиндра аутригера 1 происходит опирание на опоры 1 (точка А) и на колеса ходовых тележек (точка Б) до касания опорных плит выносных опор 2 со шпальной клетью (табл. 2.1). После чего колеса ходовых тележек теряют контакт с рельсом. Особенностью такого варианта установки является большой угол наклона платформы ( $\alpha$ ) при  $h_{\max}$  в начале установки крана, и как следствие, значительные первоначальные горизонтальные составляющие реакций опор ( $R_{г1}$ ,

2 шт.), каждая из которых может достигать 9,9% ( $R_{Г1} = 13,2 \text{ кН} \dots 18,0 \text{ кН}$ ) от результирующей реакции (при  $h_{\max}$  и  $L_6 = 6000 \dots 4000 \text{ мм}$ ) (рис. 2.40, б). Далее при выравнивании платформы горизонтальные составляющие реакций опор будет уменьшаться с уменьшением угла  $\alpha$ .

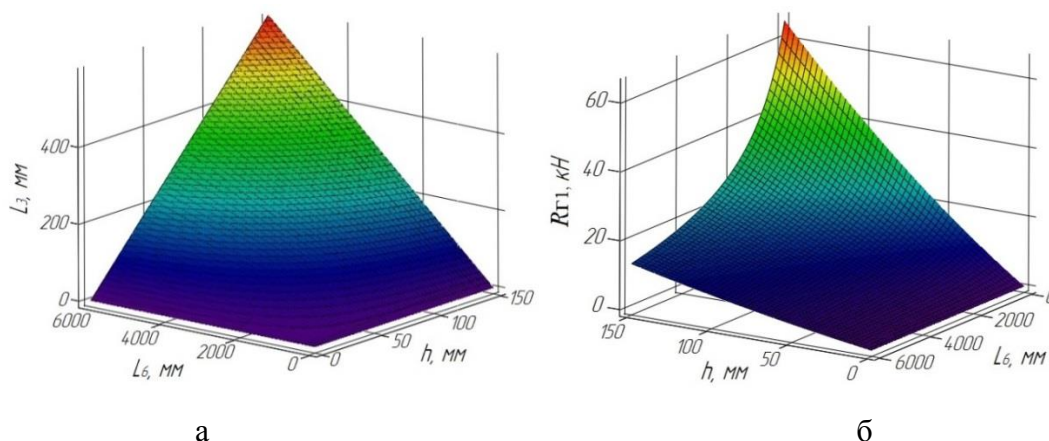


Рис. 2.40. Аналитические зависимости  $L_3 = f(L_6, h)$  (а) и  $R_{Г1} = f(L_6, h)$  (б)

Помимо этого при подъеме грузоподъемного крана по данному варианту существует опасность не попадания колесной пары ходовой тележки на рельсовую колею. С целью определения характера смещения колес тележки относительно головки рельса проводится кинематический анализ крана при подъеме с опиранием на шпальные выкладки (контакт «выносные опоры – клеть») и рельс (контакт «колеса – рельс») (рис. 2.41, 2.42). В исследовании принимается, что выносные опоры – шарнирно неподвижные, а колеса – ползуны (рис. 2.41).

В результате анализа 2 варианта вывешивания крана установлено, что в зависимости от геометрического исполнения элементов грузоподъемного крана ( $L_7$ ) и положение опорного конуса относительно головки рельса ( $L_{10}$ ) возможны три (I, II, III) случая смещения ( $\Delta L$ ) колес тележки в продольной плоскости относительно головки рельса (рис. 2.41):

– I:  $\Delta L = L_7 - L_{10} < 0$ , смещение колес  $K_2$  внутрь колеи, колес  $K_1$  – наружу от оси колеи;

– II:  $\Delta L = L_7 - L_{10} = 0$ , колеса  $K_2$  и  $K_1$  остаются в начальном положении;

– III:  $\Delta L = L_7 - L_{10} > 0$ , смещение колес  $K_2$  наружу от оси колеи, колес  $K_1$  – внутрь колеи.

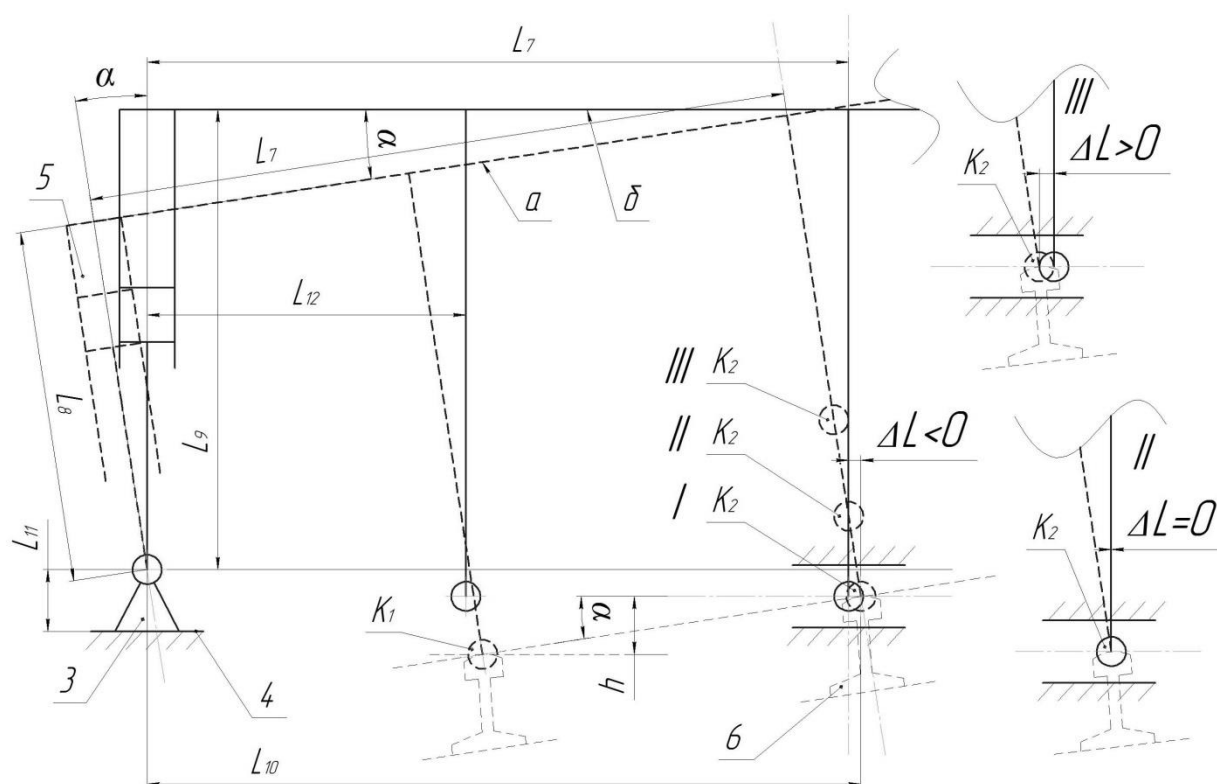


Рис. 2.41. Расчетная схема смещения колес тележки относительно головки рельса:

3 – опорный конус; 4 – опорная поверхность (поверхность шпальной клетки); 5 – опорный гидроцилиндр; 6 – рельс;  $K_1, K_2$  – колеса тележки; I, II, III – варианты положения колес тележки; а – начальное положение; б – положение после выставления крана на выносных опорах;  $L_{8,9}$  – длина гидроцилиндра 5;  $L_{11}$  – расстояние от опорной поверхности до центра шарнира;  $L_{10}$  – расстояние от центра шарнира до точки контакта колеса с рельсом;  $\Delta L$  – смещение точки контакта колеса и рельса

Параметр  $L_7$  является постоянной величиной, так как обусловлен конструктивным исполнением элементов грузоподъемного крана, в то время как  $L_{10}$  зависит от возвышения наружной рельсовой нити над внутренней ( $h$ ) и от конструктивного исполнения элементов грузоподъемного крана (рис. 2.41, 2.42):

$$L_{10} = L_{10-1} + L_{10-2} + L_{10-3}, \quad (2.51)$$

$$L_{10-1} = L_{13} \cdot \cos(\alpha); L_{10-2} = L_{12} \cdot \cos(\alpha); L_{10-3} = (L_{14} - L_8) \cdot \sin(\alpha)$$

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{h}{L_{13}}\right), \quad (2.52)$$

$$L_7 = \text{const}; L_{12} = \text{const}; L_{14} = \text{const}; L_{13} = \text{const}$$

$$h = \text{var}; L_8 = \text{var}$$

Задавшись конструктивными параметрами элементов грузоподъемного крана, получена зависимость  $\Delta L = f(L_8, h)$  (рис. 2.44, а). В прямых участках пути ( $h = 0$ )  $L_7 = L_{10}$ .

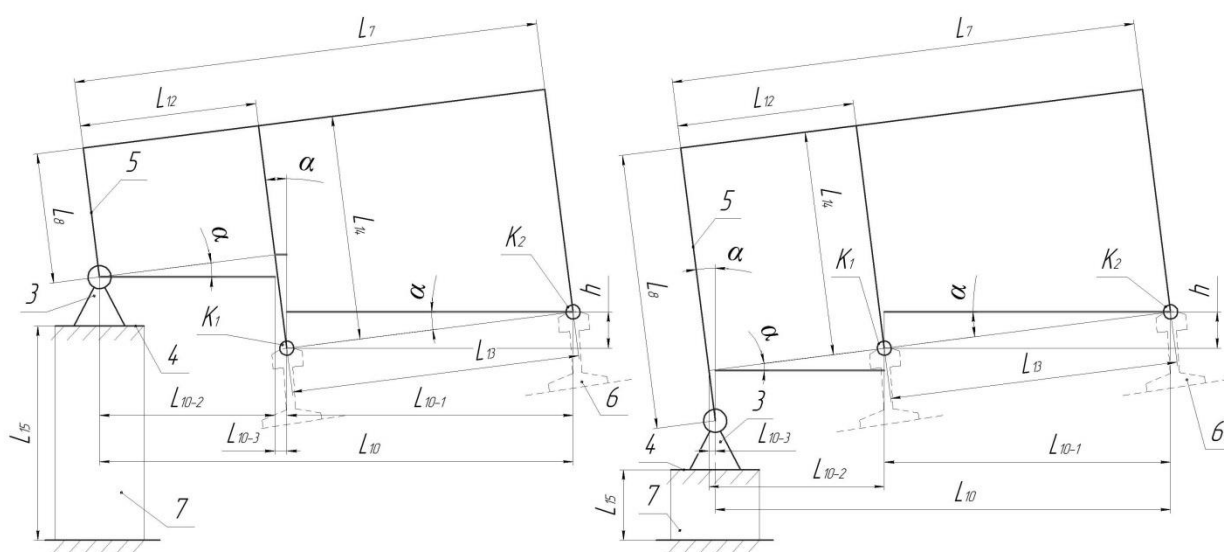


Рис. 2.42. Расчетная схема смещения колес тележки относительно головки рельса:

$L_{13}$  – расстояние между точками контакта « $K_1$  – рельс» и « $K_2$  – рельс»;  $L_{14,10-1,10-2,10-3}$  – геометрические параметры согласно расчетной схеме;  $L_{15}$  – высота шпальной выкладки; 7 – шпальная клеть

Таким образом, регулировкой высоты шпальной клетки ( $L_{15}$ ) и длины опорного гидроцилиндра ( $L_8$ ) можно изменять смещение точки контакта колеса и рельса ( $\Delta L$ ) в зависимости от конструктивного исполнения элементов крана и возвышения наружного рельса над внутренним ( $h$ ) (рис. 2.44).

В процессе вывешивания грузоподъемного крана происходит отрыв колес  $K_1$  от рельса. При этом колеса  $K_1$  совершают поворот относительно точки  $C$  до выставления подкрановой платформы в горизонтальное положение (рис. 2.43).

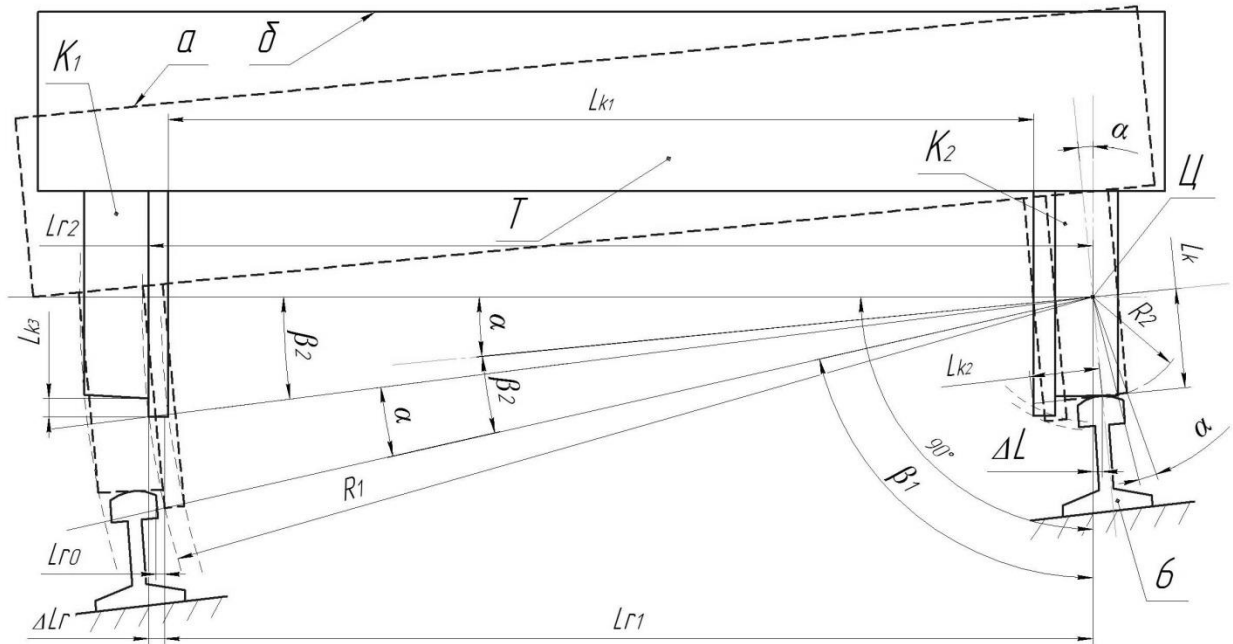


Рис. 2.43. Расчетная схема смещения колес тележки относительно головки рельса:

$T$  – ходовая тележка;  $\mathcal{Ц}$  – точка, относительно которой происходит вращение тележки при вывешивании крана;  $L_k$  – расстояние от точки контакта колеса и рельса до оси вращения;  $R_1, R_2$  – радиус вращения;  $L_{r0}$  – начальное расстояние от реборды колеса до рельса;  $L_{r1}, L_{r2}, K_1, K_2, K_3, \beta_1, \beta_2$  – геометрические параметры согласно расчетной схеме;  $\Delta L_r$  – смещение реборды колеса тележки относительно головки рельса.

Определив смещение  $\Delta L$ , находится точка ( $\mathcal{Ц}$ ), относительно которой происходит вращение тележки при вывешивании крана:

$$L_k = \frac{\Delta L}{\sin(\alpha)}, \quad (2.53)$$

Смещение реборды колеса  $K_1$  тележки относительно головки рельса ( $\Delta L_r$ ) можно определить согласно (рис. 2.43):

$$\Delta L_r = L_{r2} - L_{r1}, \quad (2.54)$$

$$\begin{aligned} L_{r1} &= R_1 \cdot \sin(\beta_1) = R_1 \cdot \sin(90 - \beta_2 - \alpha), & L_{r2} &= R_1 \cdot \cos(\beta_2) \\ \beta_2 &= \arctg\left(\frac{L_k + L_{k3}}{L_{k1} + L_{k2}}\right); & R_1 &= \frac{L_{k1} + L_{k2}}{\cos(\beta_2)} \end{aligned}, \quad (2.55)$$

Задавшись параметрами  $R_1, \beta_2$  ( $\beta_2 = f(L_{K1}, L_{K2}, L_{K3})$ ), которые являются постоянными величинами, так как обусловлены конструктивным исполнением элементов грузоподъемного крана, получена зависимость  $\Delta L_r = f(L_8, h)$  (рис. 2.44,

б). Смещение реборды колеса  $K_2$  тележки относительно головки рельса рассматривается аналогичным образом.

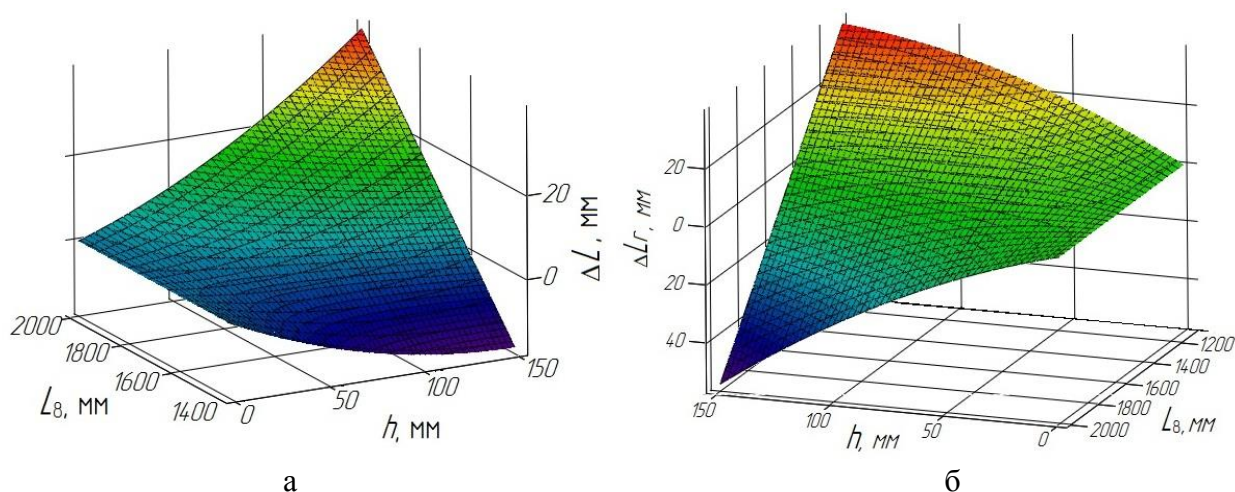


Рис. 2.44. Аналитические зависимости  $\Delta L = f(L_8, h)$  (а) и  $\Delta Lr = f(L_8, h)$  (б)

Далее в Motion SolidWorks проводится численный эксперимент по исследованию смещения колес тележки относительно головки рельса при подъеме и опускании грузоподъемного крана с опиранием на шпальные выкладки. Исследование проводится на численной модели ж.-д. крана Сокол 80.01, разработанной в пункте 2.1 данной главы. Характеристики нагружения крана: опорный контур  $6,618 \times 5,906$  м, транспортное положение стрелового оборудования. Опорный грунт принят абсолютно жестким.

В исследовании Motion используется кулоновская модель трения [90]. Характер трения определяется четырьмя параметрами: статическим коэффициентом трения ( $\mu_s$ ), динамическим коэффициентом трения ( $\mu_k$ ), скоростью статического трения ( $V_s$ ) (скорость, при которой происходит переход неподвижного компонента в движущийся компонент), скоростью динамического трения ( $V_k$ ) (скорость, при которой динамическое трение становится постоянным) [90].

В результате анализа, установлено, что при подъеме и опускании грузоподъемного крана может происходить смещение колес  $K_1$  наружу от оси колеи, следовательно, реборды колес могут оказаться над рельсом. Важную роль

играет начальное расстояние от реборды колеса до головки рельса ( $L_{r0}$ ). Результаты моделирования представлены зависимостями перемещения реборды колеса  $K_1$  тележки ( $\Delta L_t$ ) относительно первоначального положения после снятия грузоподъемного крана с выносных опор ( $\Delta L_t = f(V_s, \mu_s)$ ,  $\Delta L_t = f(h, \mu_s)$ ) (рис. 2.45, 2.46). Конечное положение реборды определяется как:  $\Delta L_{t-r0} = L_{r0} - \Delta L_t$ .

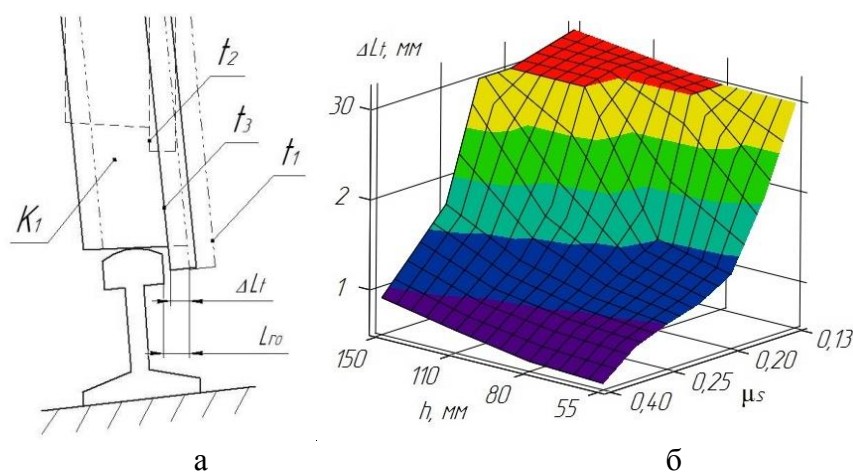
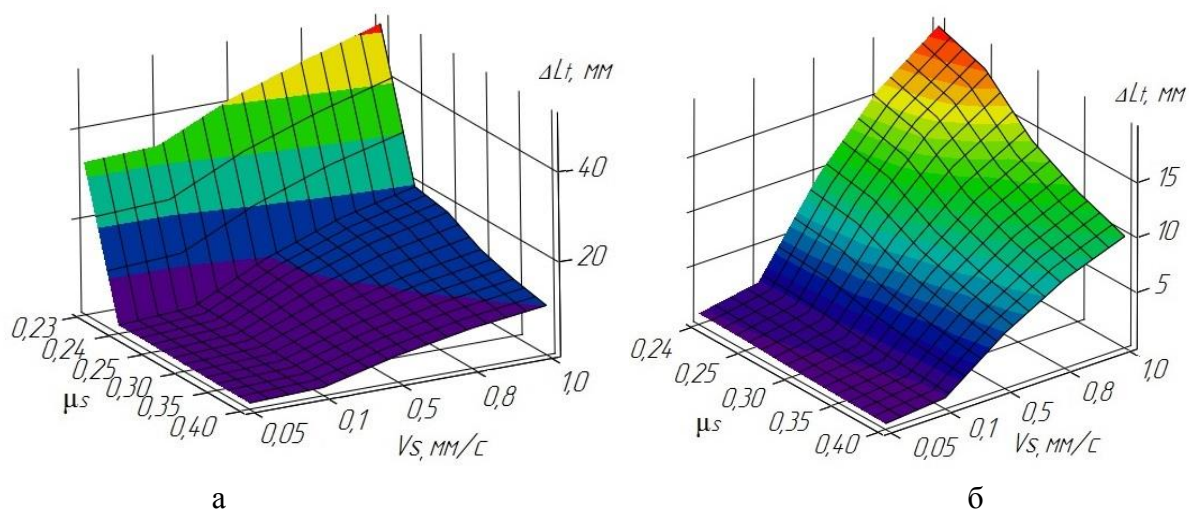


Рис. 2.45

а – Расчетная схема ( $t$  – время,  $t_1 < t_2 < t_3$ ); б – Зависимость  $\Delta L_t = f(h, \mu_s)$

Рис. 2.46. Зависимость  $\Delta L_t = f(V_s, \mu_s)$  при  $h = 150$  мм

Таким образом, после выполнения погрузочно-разгрузочных работ реборда колеса может упереться в рельс, следовательно, в таком случае грузоподъемный кран на ж.-д. ходу не попадет в ж.-д. колею.

Данные для 3 и 4 вариантов установки:

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 = L_2 \text{ OR } L_1 \neq L_2 \\ V_1 \neq V_2 \\ L_3 \neq 0 \\ L_4 \neq L_5 (L_4 > L_5 \text{ OR } L_4 < L_5) \end{array} \right. , \quad \left\{ \begin{array}{l} L_1 \neq L_2 \\ V_1 \neq V_2 \\ L_3 = 0 \\ L_4 = L_5 \end{array} \right. , \quad (2.56)$$

В 3 и 4 вариантах установки за счет не синхронного хода штоков гидроцилиндров 1 и 2 ( $V_1 \neq V_2$ ) в контакт со шпальной выкладкой одновременно вступают опорные плиты выносных опор 1 и 2, и далее происходит опирание в точках А и В при подъеме крана (табл. 2.1).

Особенностью таких вариантов установки также является большой угол наклона платформы ( $\alpha$ ) при  $h_{\max}$  в начале установки крана, и как следствие, значительные первоначальные горизонтальные составляющие реакций опор ( $R_{г1}$ , 2 шт.;  $R_{г2}$ , 2 шт.), которые могут достигать  $\approx 9,9\%$  от результирующих реакций. Далее при выравнивании платформы горизонтальные составляющие реакций опор будет уменьшаться с уменьшением угла  $\alpha$ .

Для данных вариантов исследование основных особенностей смещения колес тележки относительно головки рельса аналогичен рассмотренному выше анализу.

## **2.5 Определение напряженно-деформированного состояния элементов опорного контура методом конечных элементов**

Информация о компонентах тензоров напряжений и деформаций и их инвариантов является ключевой для анализа прочности элементов конструкции. Наиболее полное представление о напряженно-деформированном состоянии (НДС) конструкции позволяет наиболее точно оценить работоспособность рассматриваемого объекта.

Аналитические методы позволяют определить НДС в основном только для тел простой формы и с несложным характером нагружения [36]. Анализ НДС реальных конструкций с довольно сложной геометрической формой, механической разнородностью, нагружаемых по сложному термосиловому

закону, возможен только при использовании численных методов, ориентированных на современные ЭВМ [36].

Наибольшее распространение по решению задач о НДС элементов конструкций получил МКЭ, который универсален по отношению к геометрии исследуемой области и реологии деформирования материала [36]. Именно поэтому при создании универсальных методов анализа НДС, не ориентированных на определенный класс конструкций или вид нагружения, МКЭ обладает существенным преимуществом по отношению как к аналитическим, так и к альтернативным численным методам [36].

Преимуществом анализа МКЭ перед классическими аналитическими методами является определение перемещений в пространстве с учетом пластических деформаций всех сопряженных элементов гидроцилиндра (штока, гильзы, поршня, направляющей втулки, уплотнений). При этом МКЭ позволяет учесть неравномерный характер контактирования.

Деформации реальных конструкций большей частью развиваются по всем направлениям, т.е. соответствует объемному деформированному состоянию. Поэтому гидроцилиндр рассматривается в трехмерной постановке. Для этого создается и исследуется объемная численная модель объекта исследования в программном комплексе SolidWorks. Адекватность математической модели определяется геометрическим соответствием конструктивной структуры узлов и деталей, точностью воспроизведения условий взаимодействия элементов между собой, соответствием механических свойств используемых материалов.

Анализ НДС элементов опорного контура грузоподъемного крана осуществляется в модуле Simulation SolidWorks. Для определения НДС необходимо: 1. Определение настроек и параметров исследования. 2. Подготовка исходных данных внутри заданного анализа: назначение материала, граничных условий, контактных граничных условий; создание конечно-элементной сетки. 3. Выполнение анализа. 4. Обработка результатов.

На основе компонентов НДС и параметров прочности материала производится вычисление эквивалентных напряжений по критерию прочности Мизеса [90, 98]:

$$\sigma_{\text{эквив}}^{\text{Mises}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}, \quad (2.57)$$

где  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – главные напряжения.

В случае чистого сдвига:

$$\tau_m = \frac{\sigma_m}{\sqrt{3}}, \quad (2.58)$$

где  $\sigma_m$  – предел текучести,  $\tau_m$  – предел текучести при чистом сдвиге.

Критерий максимального напряжения по Мизесу основывается на теории Губера-Мизеса-Генки (Huber-Mises-Hencky), также известной как теория энергии формоизменения, согласно которой причиной возникновения опасного состояния является величина удельной потенциальной энергии изменения формы [21]. Теория учитывает все три главные напряжения и хорошо согласуется с опытными данными.

Под действием максимальных нагрузок, появляющихся в процессе работы ж.-д. кранов, вследствие неравномерного внедрения опорных элементов в грунт, трансформации ядра опирания опорного контура, внезапной просадки опор происходит смещение опоры штока гидродомкрата аутригера; в связи с этим, значительно возрастает значение изгибающего момента силы, приложенной к оголовку штока. Формируется особое напряженно-деформированное состояние элементов опорного контура. В результате чего возникают изломы, остаточные изгибные деформации штоков, местная пластическая деформация стенок гильз и направляющих втулок.

Объектом исследования является подкрановая ж.-д. платформа и аутригер ж.-д. крана Сокол 80.01, который оснащен 4 одноступенчатыми 2-х стороннего действия гидроцилиндрами вывешивания крана, ход поршня которых составляет 500 мм, усилие – 1500 кН, а номинальное давление рабочей жидкости – 24 МПа. Марка рабочей жидкости – ВМГЗ ТУ 38.101-479-86.

Опорный гидроцилиндр рассматривается с уплотнениями и установленными штоковыми и поршневыми опорно-направляющими кольцами (направляющими поясками). В сечении пояски имеют форму прямоугольника. Использование антифрикционных полимеров (полиамиды и их композиции и т.д.) для изготовления съемных направляющих элементов в трибосопряжениях штока и поршня гидроцилиндров позволяет значительно снизить скорость изнашивания наиболее ответственных деталей гидроцилиндра [56]. Материал направляющих колец в данном исследовании – полиацеталь (РОМ). Полиацеталь обладает высоким модулем упругости и получил широкое распространение в изготовлении опорно-направляющих колец.

Нужно отметить, что в исследовании гидроцилиндра учитывается совместное деформирование компонентов гидроцилиндра (поршень, направляющая втулка, шток, гильза, направляющие пояски и др.) – а на эпюрах приводятся отдельные элементы со скрыванием других для более наглядного представления нагружения рассматриваемых объектов.

### **2.5.1 Определение напряженно-деформированного состояния подкрановой платформы крана методом конечных элементов**

С целью определения изменения НДС опорного контура грузоподъемного крана во времени в процессе балансирования крана на выносных опорах проводится нелинейное динамическое исследование подкрановой ж.-д. платформы методом конечных элементов, в котором к выносным опорам прикладываются нагрузки, представляющие собой временные зависимости реакций опор, разложенные по трем координатным осям ( $X (F_{ix} = f(t))$ ,  $Y (F_{iy} = f(t))$ ,  $Z (F_{iz} = f(t), i = 1 \dots 4)$ ) по ранее полученным результатам в Motion (пункт 2.2.1 данной главы). В результате анализа получена временная зависимость НДС элементов подкрановой платформы ж.-д. крана в процессе вращения поворотной платформы при абсолютно жестком основании (расчетный случай I) и в случае просадки грунта под опорой 3 (при балансировании крана на опорах) (расчетный случай II).

Рассмотрим более подробно момент времени, соответствующий смене опорного контура и удару опоры 3 о шпальную клетку (рис. 2.27, 2.28). Просадка опоры ведет к наклону платформы и, следовательно, к снижению устойчивости грузоподъемной машины, а также к увеличению нагрузки на одни опоры (в данном случае опоры 2, 4) и разгрузки других опор (1, 3) (рис. 2.28, 2.47). Уменьшение активных опор приводит к увеличению объема конструкции, находящегося под действием максимальных напряжений и деформаций: для случая I  $\approx 1,87\%$  объема металлоконструкции рамы находится под действием напряжения  $\geq 150$  МПа, для случая II-3  $\approx 4,49\%$ , а для случая II-1 – II-2  $\approx 7,58\%$ .

Таким образом, в результате просадки грунта под опорой (3) при вращении крана происходит циклически повторяющийся процесс трансформации ядра опирания крановой установки (явление балансирования), сопровождающееся ударами штока гидроцилиндра диагональных выносных опор (1 и 3) о подпятник, что в свою очередь приводит к неравномерности полей напряжений, а также повышению действующих напряжений в металлоконструкции опорного контура ж.-д. крана (рис. 2.48).

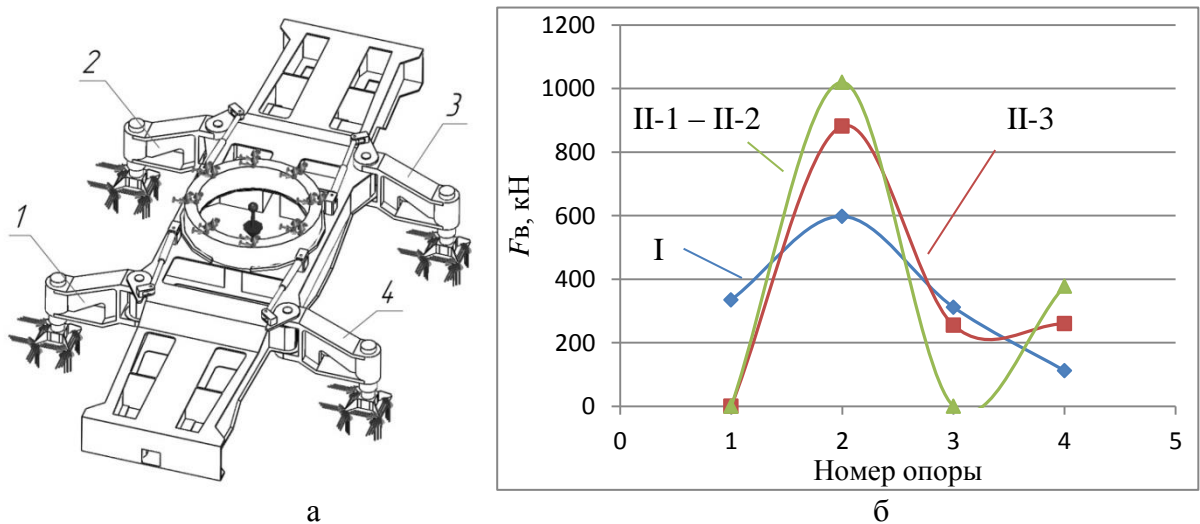


Рис. 2.47. Анализ подкрановой платформы ж.-д. крана:

а – расчетная схема; б – реакции опор при абсолютно жестком основании (I) и в случае просадки грунта под опорой 3 (II)

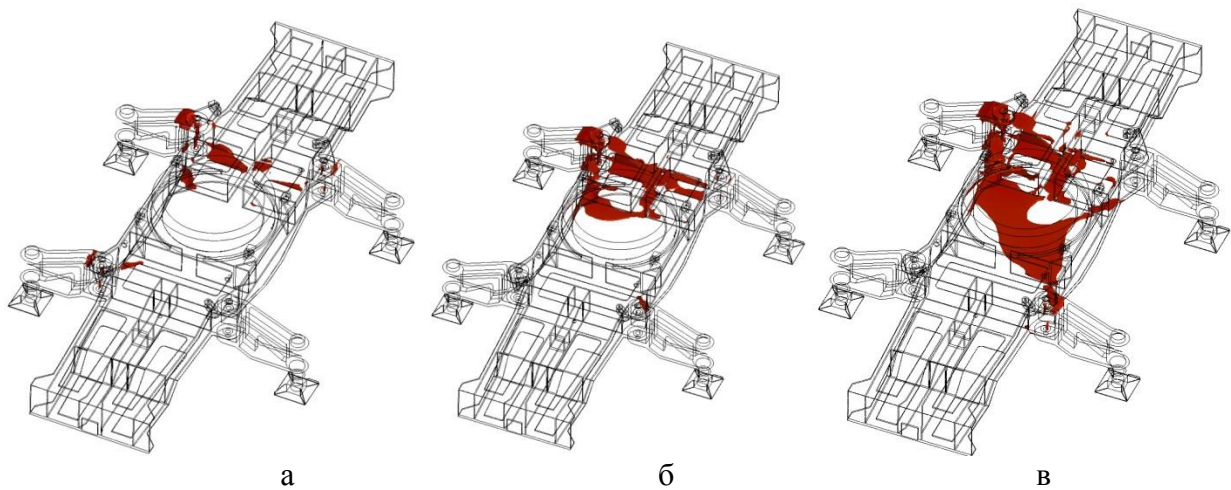


Рис. 2.48. Области распределения запаса прочности ( $K_{зп}$ ), в которых  $K_{зп} \leq 5$ :  
 а – для расчетного случая I; б – для расчетного случая II-3; в – для расчетного случая II-1 – II-2

### 2.5.2 Определение пространственного напряженно-деформированного состояния элементов опорного контура грузоподъемного крана в статическом режиме нагружения

С целью определения НДС выносной опоры грузоподъемного крана проводится анализ конструкции методом конечных элементов для штатного и нештатного режима нагружения. Штатному режиму нагружения соответствует действие продольной осевой нагрузки ( $F_B$ ) (определяется как временная зависимость реакции опоры). В нештатном режиме нагружения к действию продольной силы добавляются силовые факторы, образующиеся при вращении платформы и неравномерном внедрении шпальной выкладки в грунт (горизонтальные составляющие реакции между выносной опорой и шпальной выкладкой  $F_{Г1}$ ,  $F_{Г2}$ ). Углы наклона опорной плиты аутригера (крен, тангаж, рыскание) равны  $\approx 0^\circ$  в случае штатной схемы нагружения, и  $\neq 0^\circ$  в случае ненормированного нагружения.

В зависимости от положения поршня в гильзе, их диаметров и величин зазоров теоретически возможны три варианта контактирования [12]. Первый вариант имеет место, когда зазор между втулкой и штоком существенно больше, чем между поршнем и гильзой; контакт «поршень – гильза» ( $Z_1 \ll Z_2$ ). Во втором варианте зазор между поршнем и гильзой существенно больше, чем между

штоком и втулкой; контакт «направляющая втулка – шток» ( $Z_2 \ll Z_1$ ). В третьем варианте зазор между поршнем и гильзой равен зазору между штоком и втулкой; край поршня контактирует с зеркалом гильзы, а край втулки – со штоком ( $Z_1 = Z_2$  или  $Z_1 \approx Z_2$ ) (рис. 2.49).

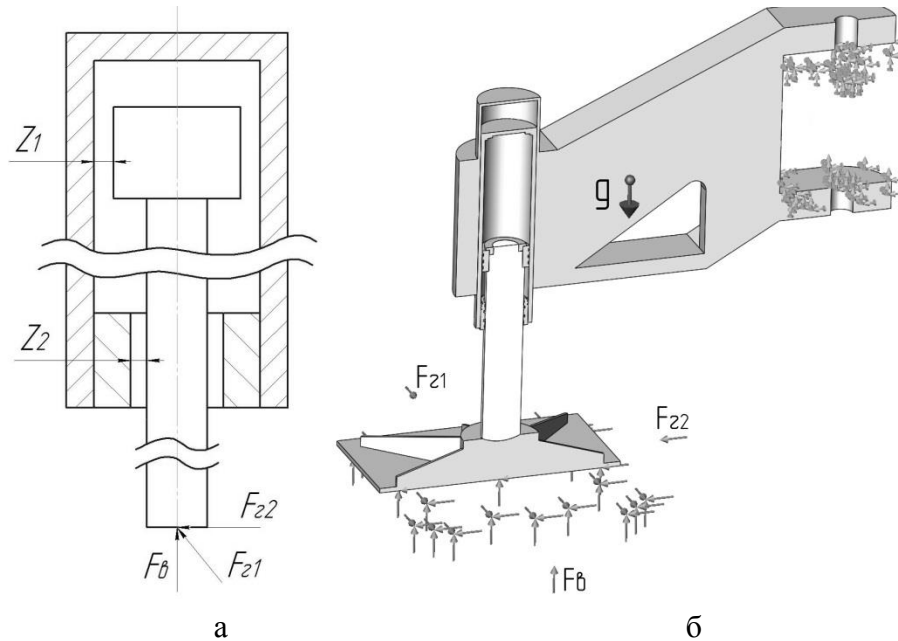


Рис. 2.49. Расчетные схемы:

а – принципиальная, б – в Simulation SolidWorks

Рассматриваются следующие расчетные случаи нагружения выносной опоры грузоподъемного крана в зависимости от типа контактирования элементов гидроцилиндра:

1. вертикальная нагрузка 235 кН, горизонтальная: 6,1 и 6,7 кН, ход поршня ( $L_{\Pi}$ ) 400 мм (рис. 2.50, 2.51, 2.52);  $Z_1 = 0 \ll Z_2$ ;  $Z_2 = 0 \ll Z_1$ ;  $Z_1 = Z_2 = 0$ .
2. вертикальная нагрузка 700 кН, горизонтальная: 6,1 и 6,7 кН, ход поршня ( $L_{\Pi}$ ) 400 мм (рис. 2.53, 2.54);  $Z_1 \neq 0 \ll Z_2$ ;  $Z_2 \neq 0 \ll Z_1$ ;  $Z_1 \neq 0, Z_2 \neq 0$ .

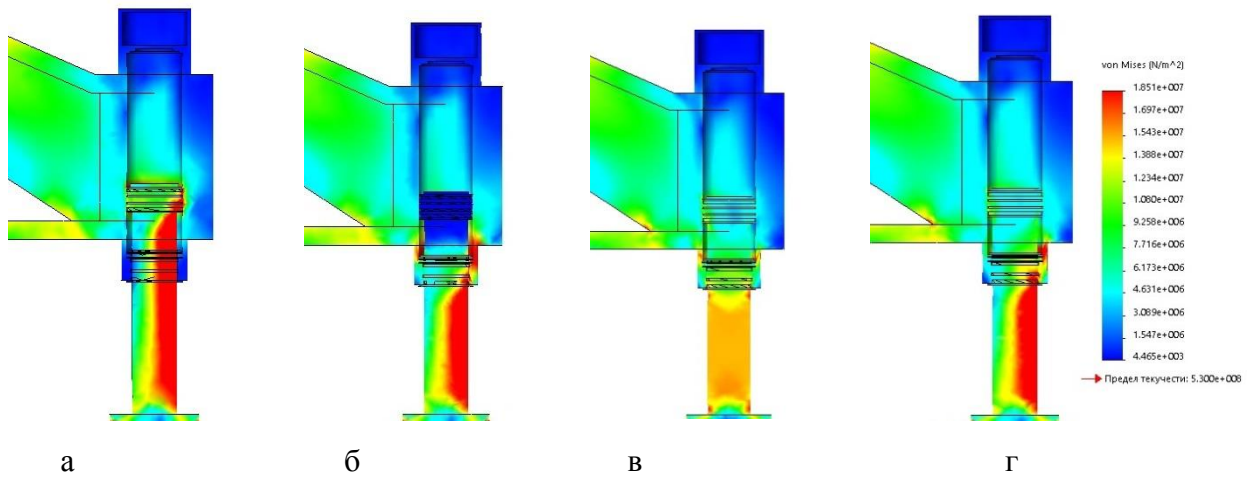


Рис. 2.50. Эпюра напряжений аутригера крана, 1 расчетный случай:

а – 1 вариант контактирования; б – 2 вариант контактирования; в – 3 вариант контактирования, штатный режим нагружения; г – 3 вариант контактирования, нештатный режим нагружения

\* в областях, отмеченных красным цветом напряжения,  $\geq 18,51$  МПа

Рассмотрим подробнее места контакта зеркала гильзы с поршнем и направляющей втулкой (рис. 2.51, 2.53, 2.54). На представленных эпюрах напряженно-деформированного состояния показаны отдельные элементы аутригера, другие элементы (в том числе уплотнения) – скрыты или прозрачны.

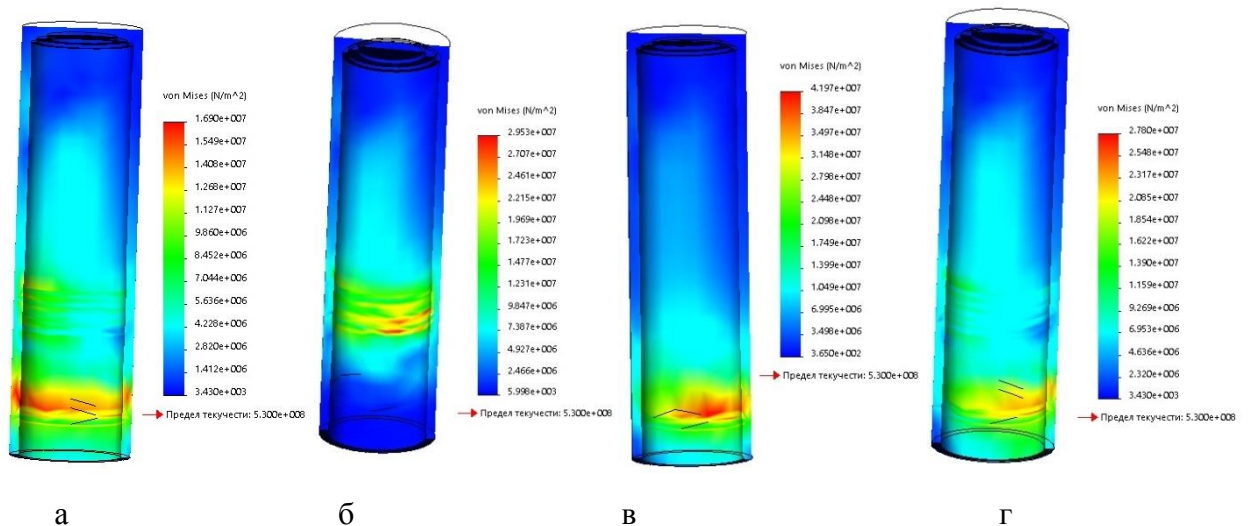


Рис. 2.51. Эпюры напряжений гильзы гидроцилиндра вывешивания крана, 1 расчетный случай:

штатный режим нагружения: а – 3 вариант контактирования;

нештатный режим нагружения: б – 1 вариант контактирования; в – 2 вариант контактирования;

г – 3 вариант контактирования

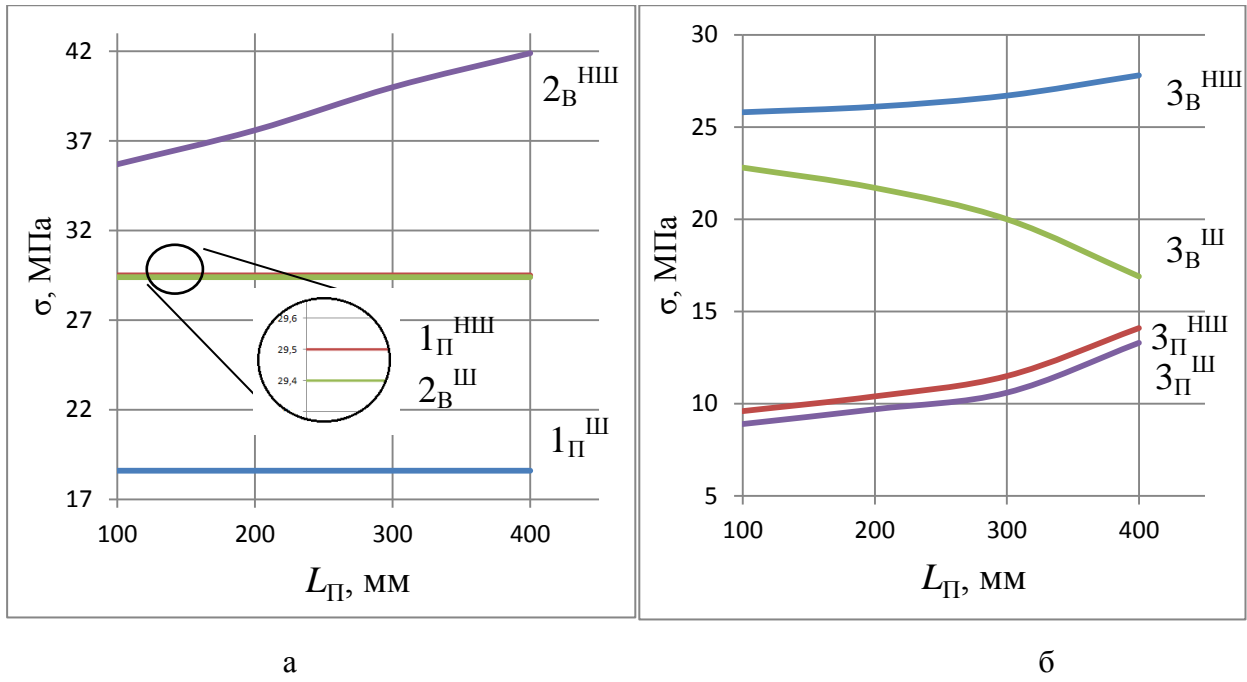


Рис. 2.52. Максимальные контактные напряжения зеркала гильзы в зависимости от хода поршня, 1 расчетный случай:

а – 1 и 2 вариант контактирования; б – 3 вариант контактирования

\* Индекс «в» означает направляющая втулка, «п» – поршень, «ш» – штатный режим, «нш» – нештатный режим

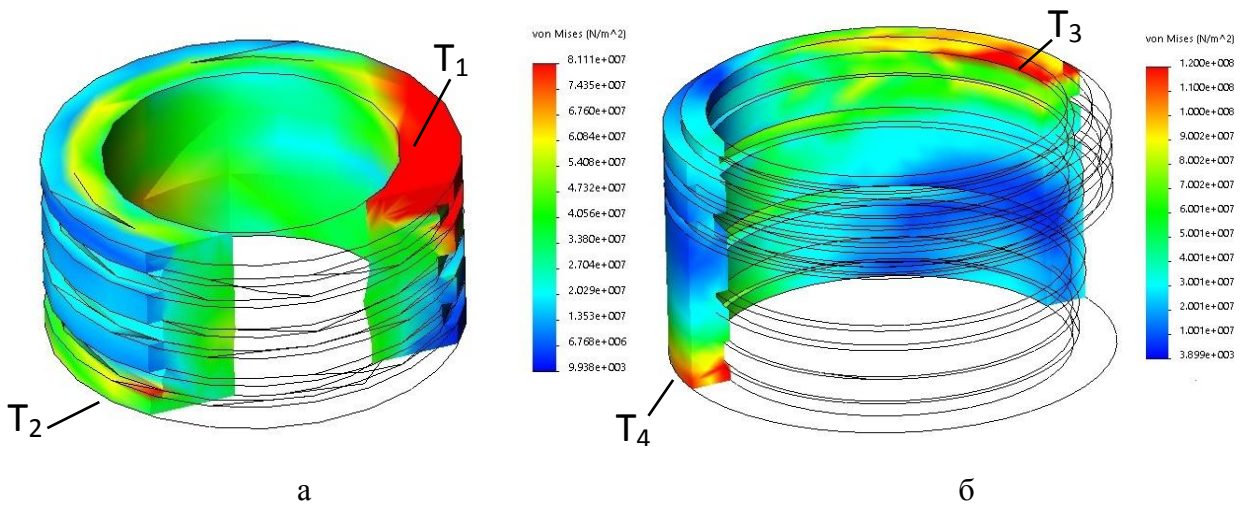


Рис. 2.53. Эпюра напряжений поршня (1 вариант контактирования) (а) и напряжений направляющей втулки (2 вариант контактирования) (б), 2 расчетный случай

\* в областях, отмеченных красным цветом напряжения,  $\geq 81,11$  (а) и  $\geq 120,0$  (б) МПа

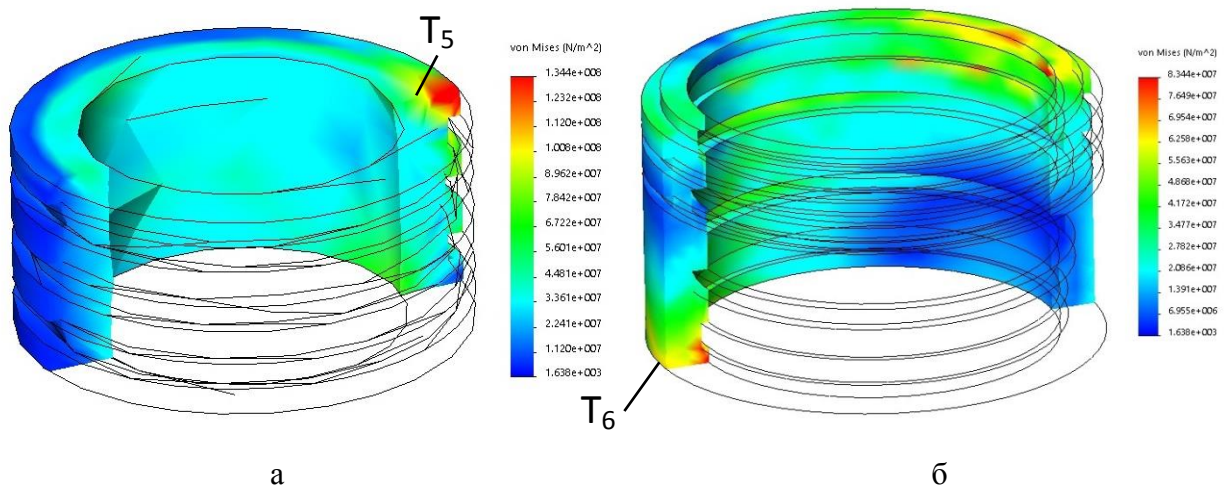


Рис. 2.54. Эпюры напряжений поршня (а) и направляющей втулки (б) гидроцилиндра вывешивания крана, 3 вариант контактирования, 2 расчетный случай

\* в областях, отмеченных красным цветом напряжения,  $\geq 134,4$  (а) и  $\geq 83,44$  (б) МПа

Изгибающие моменты, возникающие в гидроцилиндре, вызывают сосредоточенные воздействия высокой интенсивности в зоне контакта: направляющие пояски поршня – зеркало гильзы, поршень – зеркало гильзы, направляющая втулка – зеркало гильзы, шток – направляющая втулка. При этом, сопряженные элементы имеют явно выраженный неравномерный характер взаимодействия – контакт осуществляется не по всей поверхности трения. Максимальные напряжения наблюдаются в зоне контакта «краевых» (расположенных ближе к торцам поршня и втулки) и противоположных участках взаимодействующих элементов: точки  $T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6$  (рис. 2.53, 2.54).

Наличие таких сосредоточенных воздействий является причиной появления местных деформаций стенок гильзы и смятия направляющих поясков, которые сопровождаются разрушением и выдавливанием направляющих поясков и манжет в уплотняемый зазор, что приводит к увеличению уплотняемого зазора и снижению герметичности гидроцилиндра.

Изгиб (деформация) штока гидроцилиндра в пространстве возникает в связи с действием поперечных и приложенных с эксцентриситетом продольных нагрузок, создающих изгибающий момент, приложенный к оголовку штока. Смятие направляющих поясков, деформация поверхностей гильзы и втулки

приводит к перекосу поршня, что увеличивает искривление штока гидроцилиндра.

По результатам ряда численных исследований получены: зависимость результирующего перемещения ( $s$ ) оголовка штока гидроцилиндра выносной опоры в зависимости от хода поршня ( $L_{\text{П}}$ ) и действующей нагрузки ( $F$ , кН):  $s = f(L_{\text{П}}, F)$ ; зависимость максимальных напряжений ( $\sigma$ , МПа) и максимальной эквивалентной деформации (ESTRN) гильзы гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с направляющей втулкой и поршнем в зависимости от действия горизонтальной ( $F_{\text{Г}}$ , кН) и вертикальной нагрузки ( $F_{\text{В}}$ , кН):  $\sigma = f(F_{\text{Г}}, F_{\text{В}})$ ,  $\varepsilon = f(F_{\text{Г}}, F_{\text{В}})$  (рис. 2.55).

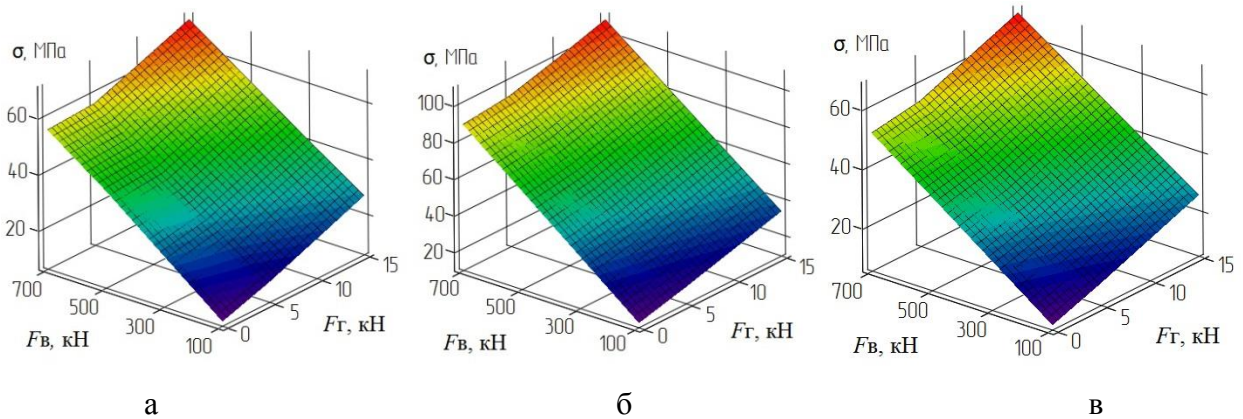


Рис. 2.55. Зависимости  $\sigma = f(F_{\text{Г}}, F_{\text{В}})$ :

а – 1 вариант контактирования, б – 2 вариант контактирования, в – 3 вариант контактирования;  
1 расчетный случай

Таким образом, в результате неравномерного внедрения опорной площадки в грунт и действия инерционных нагрузок под опорой образуется значительный изгибающий момент, приложенный к оголовку штока гидродомкрата, при котором наблюдается рост амплитуд напряжений в сопрягаемых элементах гидроцилиндра, что приводит к появлению деформаций данных элементов. Деформации и износ гильзы и элементов уплотнительных узлов влекут за собой потерю герметизирующей способности гидроцилиндра.

### 2.5.3 Определение влияния зазоров сопряженных элементов на НДС гидроцилиндра вывешивания

Зазоры сочлененных элементов гидроцилиндра, обусловленные технологией изготовления и постепенным износом трущихся поверхностей в узлах «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», являются одной из причин несоосности продольных осей гильзы и штока гидроцилиндра. Несоосность сопряженных элементов приводит к уменьшению площади контактирующих тел; в связи с этим возникает значительная радиальная нагрузка, действующая на сегмент цилиндрической поверхности. Это ведет к перераспределению действующих полей напряжений в элементах гидроцилиндра; появляются концентраторы напряжений, обусловленные как контактными напряжениями высокой интенсивности в сопряжениях, так и геометрической формой взаимодействующих тел (направляющие пояски, конструктивные канавки под уплотнительные элементы и пр.).

В связи с этим возрастают местные пластические деформации контактирующих поверхностей втулки и гильзы (эллипсность по периметру, забоины, царапины, задиры, и др.) гидроцилиндра, происходит смятие направляющих поверхностей поршня (поясков), явно выраженный односторонний усталостный износ уплотнительных элементов и изгиб штока. Что приводит к снижению надежности работы гидроцилиндра, как по несущей, так и по герметизирующей способности [40].

Исследование ведется для трех вариантов контактирования сопряженных элементов гидроцилиндра вывешивания. В процессе численного анализа варьировались следующие параметры: величина зазоров  $Z_1$  и  $Z_2$ , продольная нагрузка  $F_B$  (рис. 2.49).

По результатам численных экспериментов получены графические зависимости – поверхности максимальных напряжений поршня и направляющей втулки гидроцилиндра в точке контакта с гильзой ( $T_1$ ,  $T_3$ ) в зависимости от сочетаний продольной силы ( $F_B$ ) и величины зазоров  $Z_1$  и  $Z_2$  с учетом действия

поперечной нагрузки ( $F_{\Gamma 1} = \text{const}$ ,  $F_{\Gamma 2} = \text{const}$ , сила  $F_{\Gamma 1}$  перпендикулярна силе  $F_{\Gamma 2}$ ) (рис. 2.56).

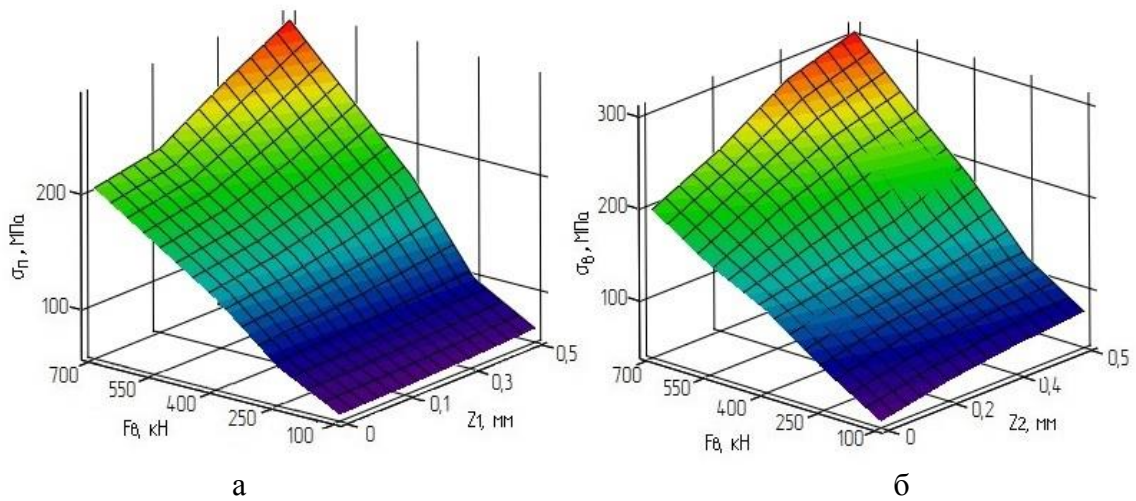


Рис. 2.56. Зависимости максимальных напряжений:

а – поршня гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с гильзой в точке  $T_1$  ( $Z_1 \ll Z_2$ ); б – втулки гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с гильзой в точке  $T_3$  ( $Z_2 \ll Z_1$ )

Вследствие образования и роста зазоров контактных пар площадь взаимодействия элементов уменьшается (контакт осуществляется не по всей поверхности трения), возрастает угловой перекося элементов, появляется эксцентрисность приложения осевого продольного воздействия. Это приводит к росту радиальных нагрузок в сопряжениях «поршень – гильза» и «направляющая втулка – шток». Следовательно, увеличиваются действующие напряжения и деформации в районе контакта.

В результате анализа полученных данных (рис. 2.56) можно сделать вывод, что для гидроцилиндра первого и второго варианта контактирования: наибольшие напряжения поршня и направляющей втулки при нагрузке на оголовок штока  $F_{\text{ВМАХ}}$ ,  $F_{\Gamma 1}$ ,  $F_{\Gamma 2}$  и при  $Z_1 = Z_2 = 0,5$  мм возрастают на  $\approx (40 - 55) \%$  по сравнению с  $Z_1 = Z_2 = 0$  мм.

Таким образом, увеличение зазоров в сочленениях силового гидроцилиндра приводит к преобразованию характера и условий взаимодействия элементов

между собой, что способствует снижению надежности функционирования силовых гидроцилиндров.

Для обработки полученных численных данных используется полный факторный эксперимент (ПФЭ) типа  $2^k$ , широко распространенный в научно-исследовательской деятельности анализа результатов натуральных экспериментов [1]. Проводимый ПФЭ с целью получения функций  $\sigma_{\Pi} = f(Z_1, F_B)$ ,  $\sigma_B = f(Z_2, F_B)$  включает в себя следующие этапы: проверка воспроизводимости результатов численных экспериментов по критерию Кохрена (результаты воспроизводимы); построение математических моделей с определением коэффициентов уравнения регрессии; проверка адекватности математических моделей согласно критерию Фишера (модели адекватны); интерпретация уравнений регрессии.

Полученные уравнение регрессии для  $\sigma_{\Pi}$  и для  $\sigma_B$  при  $Z_1$  (мм),  $Z_2$  (мм) и  $R_B$  (кН) имеют вид:

$$\sigma_{\Pi} = 38,3 - 11,8Z_1 + 0,237R_B + 0,237Z_1R_B, \quad (2.59)$$

$$\sigma_B = 20,7 + 39,2Z_2 + 0,256R_B + 0,247Z_2R_B, \quad (2.60)$$

На основании полученных уравнений регрессии можно сделать следующий вывод: наибольшее влияние оказывают факторы  $Z_1$  и  $Z_2$  (величина зазора), так как они имеют наибольший по абсолютной величине коэффициент. Однако, это справедливо только при соблюдении размерности «мм – кН».

На рисунках 2.57 – 2.59 приведены эпюры вектора контактных напряжений и результирующие горизонтальные силы контакта ( $R_{\Gamma}$ ) контактирующих поверхностей поршня и втулки гидроцилиндров первого, второго и третьего варианта контактирования при следующем режиме нагружения:  $F_{B\text{МАХ}}$ ,  $F_{\Gamma 1}$ ,  $F_{\Gamma 2}$ . Контакт краевых областей сочленений отличается максимальным значением контактного давления; к середине контактные напряжения уменьшаются.

Соотношение  $R_{\Gamma\Pi}^{1-4}$ ,  $R_{\Gamma B}^{1-5}$  остается схожим при различных величинах зазоров  $Z_1$  и  $Z_2$ ; результирующие горизонтальные силы контакта для каждой трущейся поверхности имеют свое направление (рис. 2.58). Следовательно, контактирующие поверхности сопряжений гидроцилиндра вывешивания в

процессе эксплуатации грузоподъемных машин нагружены неравномерно как по величине, так и по направлению.

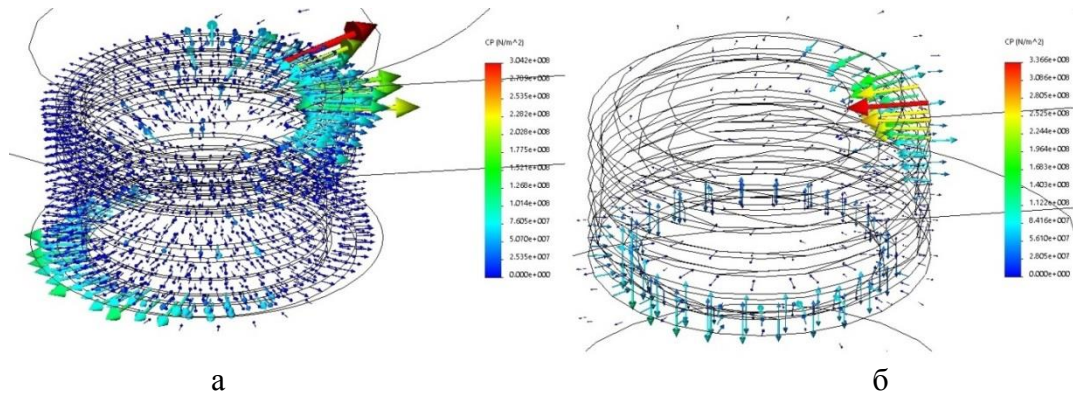


Рис. 2.57. Эпюры вектора контактных напряжений сопряженных элементов гидроцилиндра: а – сопряжение «шток – направляющая втулка – гильза»; б – сопряжение «поршень – гильза»

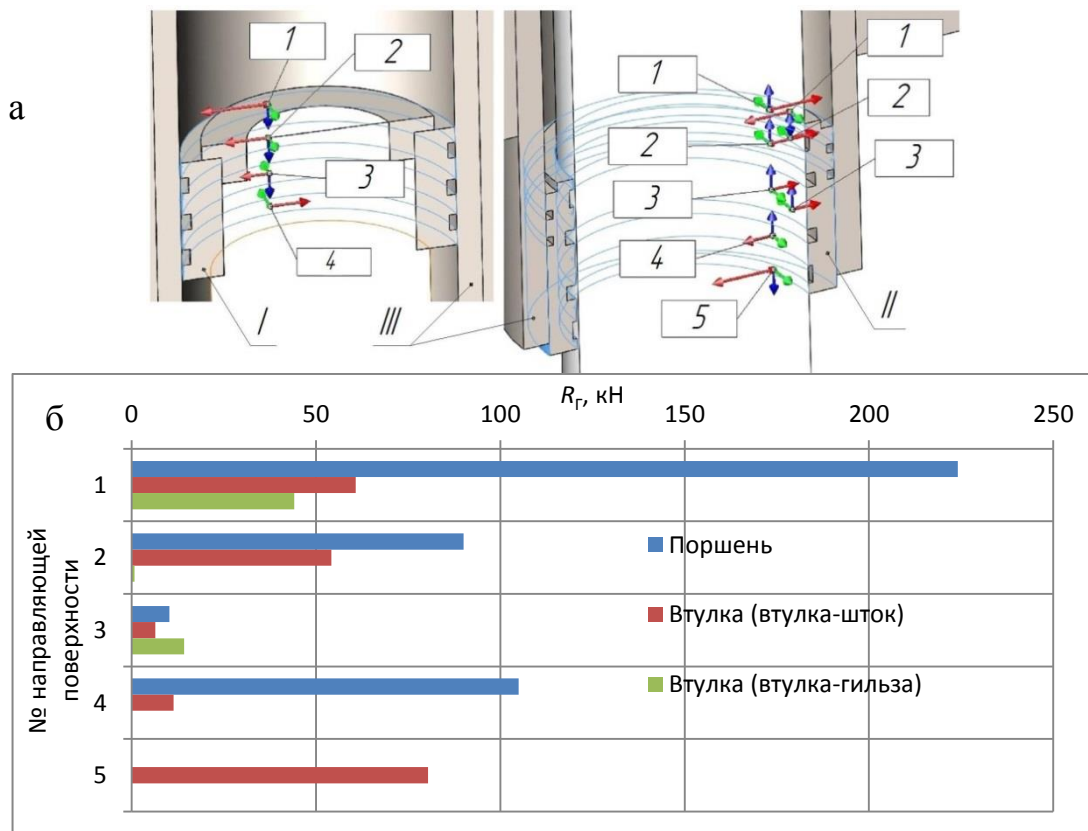


Рис. 2.58. Результаты анализа сил контакта контактирующих поверхностей элементов гидроцилиндра (1 и 2 вариант контактирования): а – векторы сил контакта; б – результирующая горизонтальная сила контакта ( $R_r$ )

I – поршень; II – направляющая втулка; III – гильза; 1, 2, 3, 4, 5 – номера (№) поверхностей

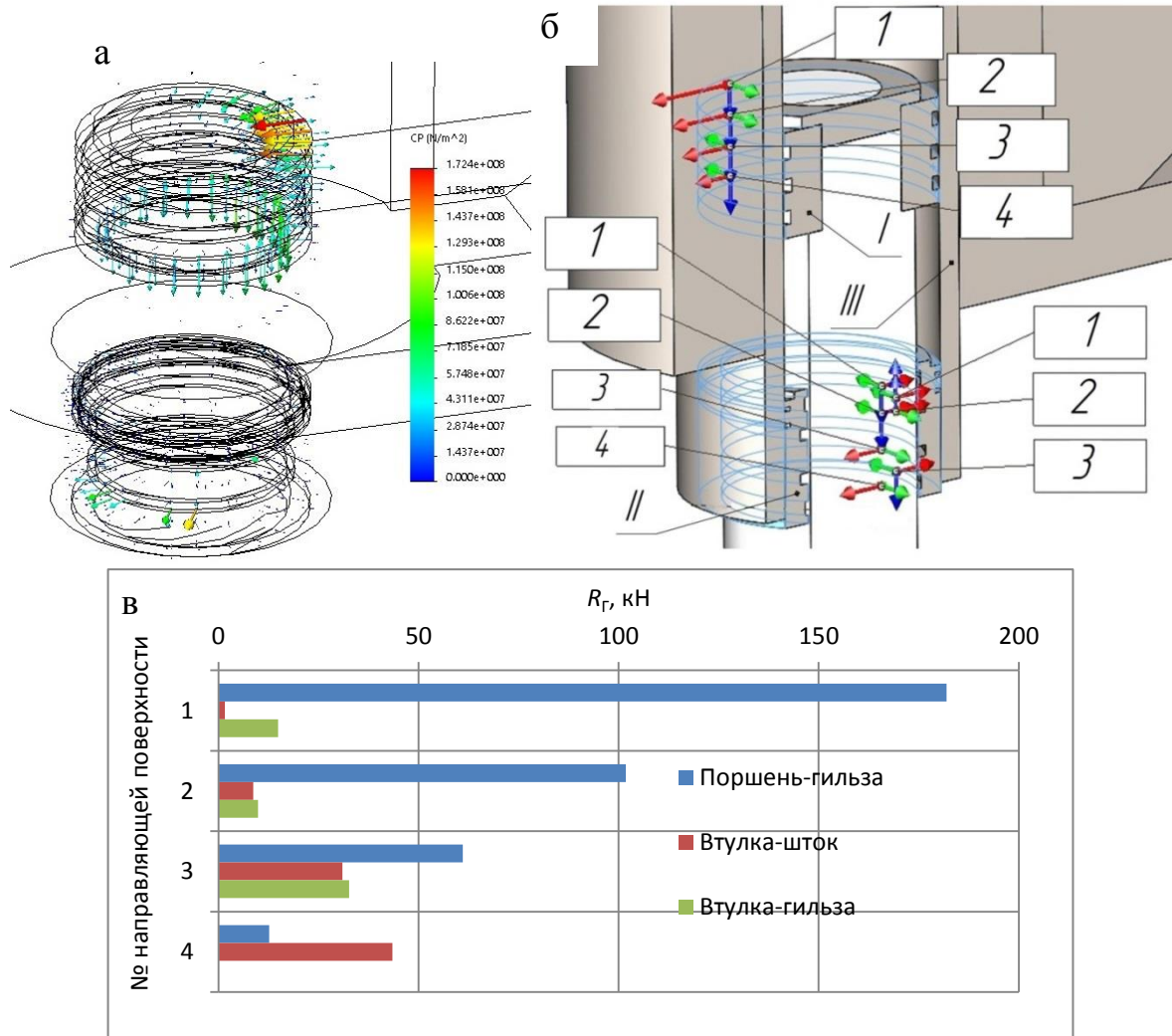


Рис. 2.59. Результаты анализа сопряженных элементов гидроцилиндра 3 варианта контактирования:

а – эпюра вектора контактных напряжений; б – векторы сил контакта; в – результирующая горизонтальная сила контакта ( $R_r$ )

I – поршень; II – направляющая втулка; III – гильза; 1, 2, 3, 4 – номера (№) поверхностей

Зависимость максимальных напряжений ( $\sigma$ ) и деформаций ( $\delta$ ) первого бурта поршня (рис. 2.57, 2.58) от значения его толщины ( $h$ ) приведена на рисунке 2.60, б. Уменьшение толщины бурта характеризуется значительным увеличением напряжений и деформаций. Так, например, для рассматриваемого случая при уменьшении  $h$  с 10 мм до 6 мм действующие напряжения увеличиваются на  $\approx 38\%$ , а до 4 мм – на  $\approx 106\%$ ; наблюдается криволинейность, которая близка к экспоненциальной, в характере изменений напряжений и деформации – это указывает на превышение действующих напряжений предела текучести

материала элемента, в случае чего возникают пластические деформации верхних слоев буртов поршня.

В результате анализа получено, что при увеличении коэффициента трения контактной пары «поршень – гильза» ( $\mu$ ) с 0,005 до 0,4 действующие напряжения поршня (первый направляющий бурт (рис. 2.57, 2.58)) возросли на  $\approx 3\%$  (рис. 2.60, а).

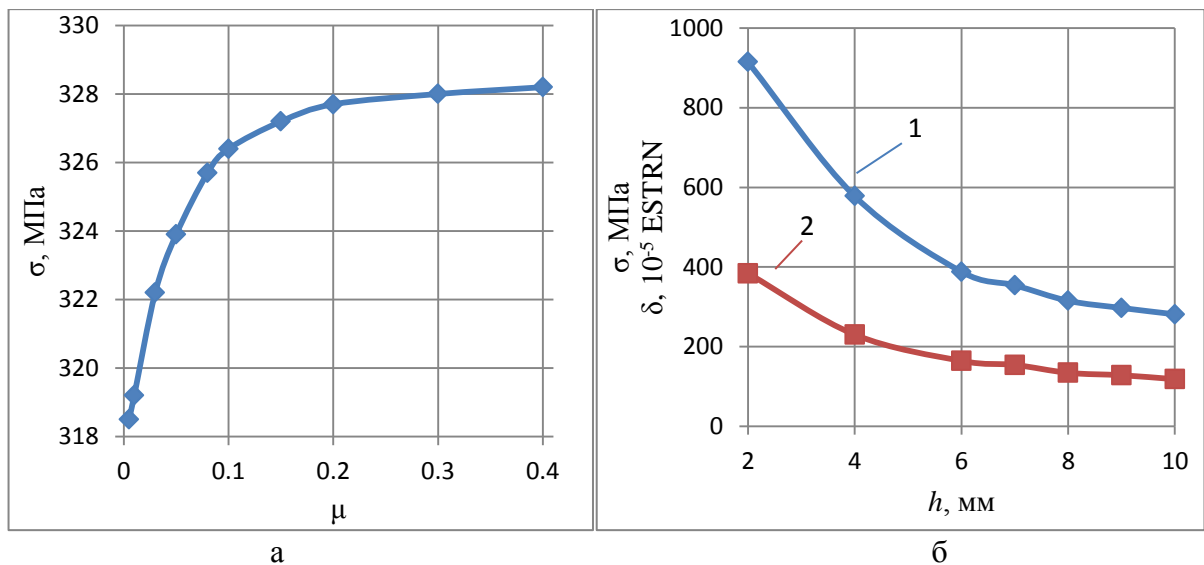


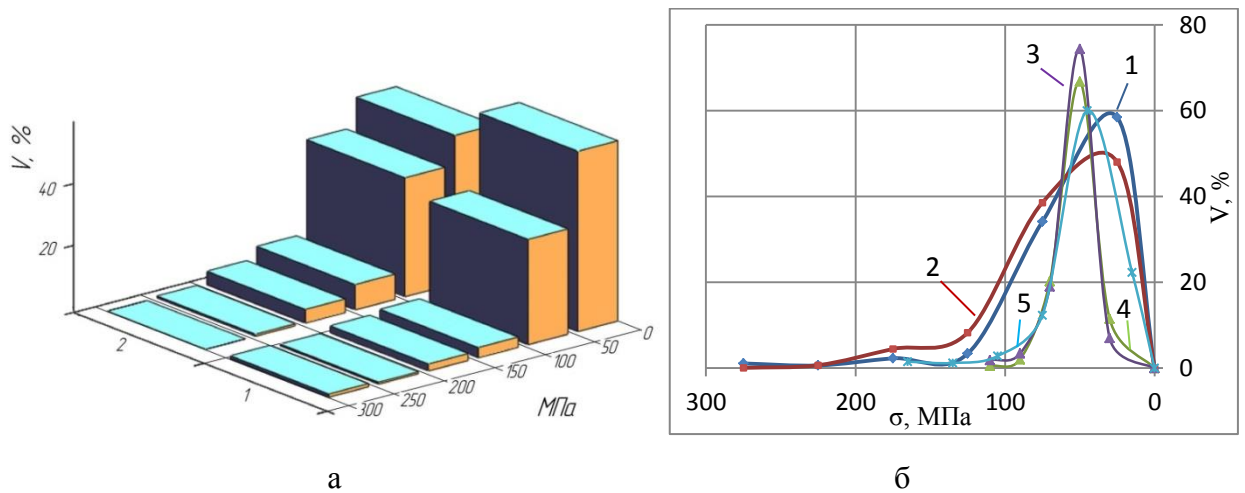
Рис. 2.60. Результаты анализа первого бурта поршня:

а – изменение напряжения поршня в точке контакта с гильзой; б – изменение напряжений (1) и деформации (2) направляющего бурта поршня

На основе результатов моделирования напряженного состояния гидроцилиндра определяются распределения напряжения (гистограммы и аппроксимирующие кривые) по объему сопряженных элементов в процессе нагружения гидроцилиндров (рис. 2.61). Полученные гистограммы и аппроксимирующие кривые (рис. 2.61) можно характеризовать как плотность распределения напряжений по элементам. В рассматриваемых случаях максимальным напряжениям (диапазон  $[0,8\sigma_{\text{MAX}}; \sigma_{\text{MAX}}]$ ) подвержены до 1,5% объема поршня и направляющей втулки.

Согласно полученным результатам можно сделать вывод: распределение напряжения по объему конструктивных элементов опорного гидроцилиндра

характеризуется явной неравномерностью, которая связана с механическими свойствами материалов, геометрическими параметрами, условиями нагружения и контакта объектов; при возрастании зазоров контактных пар происходит перераспределение полей напряжений, сопровождающееся возрастанием максимальных контактных давлений; при действии только продольной нагрузки распределение напряжения по элементам гидроцилиндра носит более равномерный характер.



Рису. 2.61. Распределение напряжения по объему элементов:

а – гистограммы; б – аппроксимирующие кривые

Первый вариант контактирования: 1 – поршень; 4 – шток; 5 – поршень, нагрузка только  $F_{\text{ВМАХ}}$ .

Второй вариант контактирования: 2 – направляющая втулка; 3 – шток.

На характер взаимодействия элементов между собой оказывают существенное влияние механические свойства используемых материалов. Это, в первую очередь, модуль упругости материала (модуля Юнга) применяемого материала. Ранее в исследовании рассматривался один материал для всех элементов металлоконструкции аутригера грузоподъемного крана (а для опорно-направляющих колец – РОМ). Однако, в практике применения строительно-дорожных машин и оборудования часто взаимодействующие между собой элементы изготовлены из разных материалов, что влияет на общую картину нагружения трущихся компонентов.

Поэтому, с целью определения влияния модуля Юнга контактирующих материалов на НДС сопряжений гидроцилиндра, проводится ряд численных исследований гидроцилиндра 1 варианта контактирования с различными модулями упругости материала гильзы и поршня. По результатам чего получены зависимости максимальных напряжений гильзы ( $\sigma_{Г}$ , МПа), поршня ( $\sigma_{П}$ , МПа) и направляющих поясков ( $\sigma_{НП}$ , МПа) гидроцилиндра 1 варианта контактирования в зависимости от модуля упругости материала гильзы ( $E_{Г}$ , МПа) и поршня ( $E_{П}$ , МПа) с учетом зазора ( $Z_1 \neq 0$ ) при действии  $F_{ВМАХ}$ ,  $F_{Г1}$ ,  $F_{Г2}$ :  $\sigma_{Г} = f(E_{Г}, E_{П})$ ,  $\sigma_{П} = f(E_{Г}, E_{П})$ ,  $\sigma_{НП} = f(E_{Г}, E_{П})$  (рис. 2.62). Согласно полученным данным: чем больше  $E_{П} > E_{Г}$  тем больше  $\sigma_{Г}$ ,  $\sigma_{П}$ ,  $\sigma_{НП}$ ; чем больше  $E_{Г} > E_{П}$  тем меньше  $\sigma_{Г}$ ,  $\sigma_{П}$ ,  $\sigma_{НП}$ .

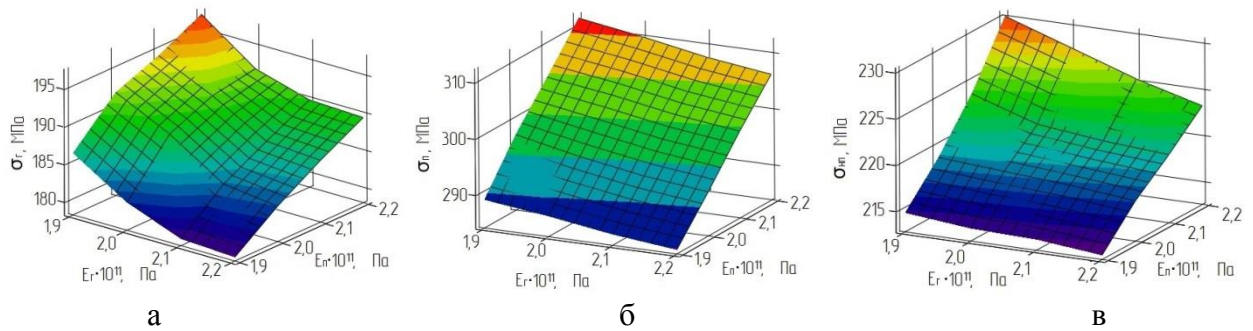


Рис. 2.62. Зависимости максимальных напряжений:  
а – гильзы, б – поршня, в – направляющих поясков

#### 2.5.4 Определение нагружения опорно-направляющих колец гидроцилиндра вывешивания

На рисунке 2.63 представлены результирующие горизонтальные силы контакта ( $R_{Г}$ ) направляющих поясков поршня гидроцилиндра первого варианта контактирования в зависимости от нагружения:  $H_1 - F_{ВМАХ}$ ,  $F_{Г1}$ ,  $F_{Г2}$ ,  $Z_1$ ;  $H_2 - F_{ВМАХ}$ ,  $Z_1$ ;  $H_3 - F_{ВМАХ}$ . Построенная диаграмма (рис. 2.63) позволяет оценить влияние рассматриваемого фактора нагружения на значение сил контакта направляющего пояска поршня в зависимости от пространственного положения опорно-направляющего кольца. Например, для первого пояска:  $R_{ГН1} > R_{ГН3}$  на  $\approx 40\%$ ; для второго:  $R_{ГН1} > R_{ГН3}$  на  $\approx 55\%$ ; для третьего:  $R_{ГН1} > R_{ГН3}$  на  $\approx 70\%$ . При

этом напряжения на внешней поверхности превышают напряжения по внутреннему диаметру направляющих колец.

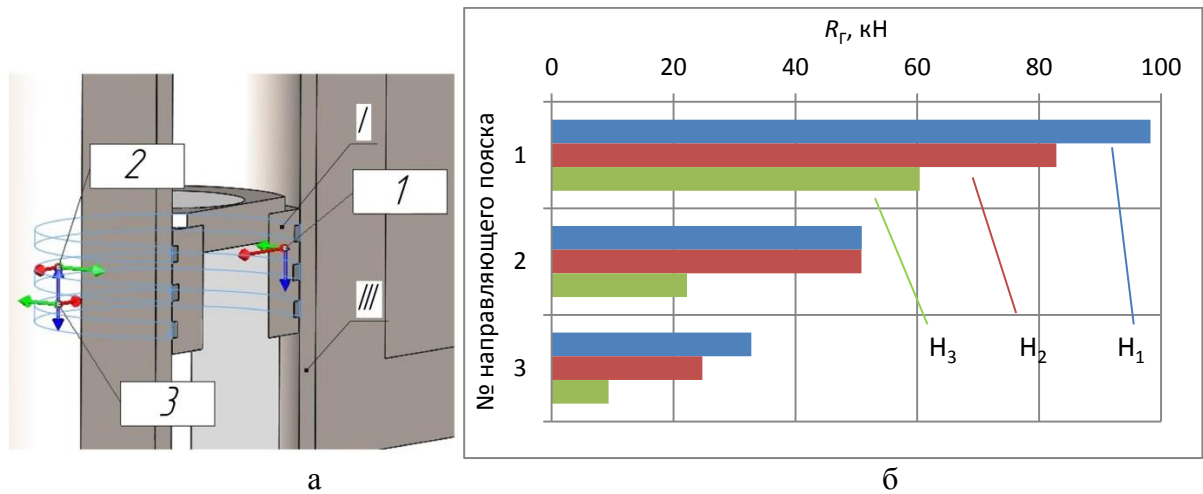


Рис. 2.63. Результаты анализа сил контакта направляющих поясков поршня:

а – векторы сил контакта в результате нагружения  $H_1$ ; б – сравнение результирующих горизонтальных сил контакта ( $R_r$ ) направляющих поясков поршня в зависимости от нагружения  
 I – поршень; III – гильза; 1, 2, 3 – номера (№) направляющих поясков

По результатам ряда численных исследований получены зависимости максимальных напряжений ( $\sigma$ , МПа) направляющих поясков поршня гидроцилиндра 1 варианта контактирования в зависимости от действия горизонтальной ( $F_r$ , кН) и вертикальной нагрузки ( $F_B$ , кН) при отсутствии зазора ( $Z_1 = 0$ ):  $\sigma = f(F_r, F_B)$  (рис. 2.64).

Согласно полученным зависимостям, представленным на рисунке 2.64, при возрастании  $F_B$  и при убывании  $F_r$  наибольшему нагружению после первого пояска подвергается второй поясок, а при убывании  $F_B$  и при возрастании  $F_r$  – третий. Смятие направляющих поясков в функции действующих на них усилия достаточно хорошо аппроксимируются линейной зависимостью (рис. 2.64).

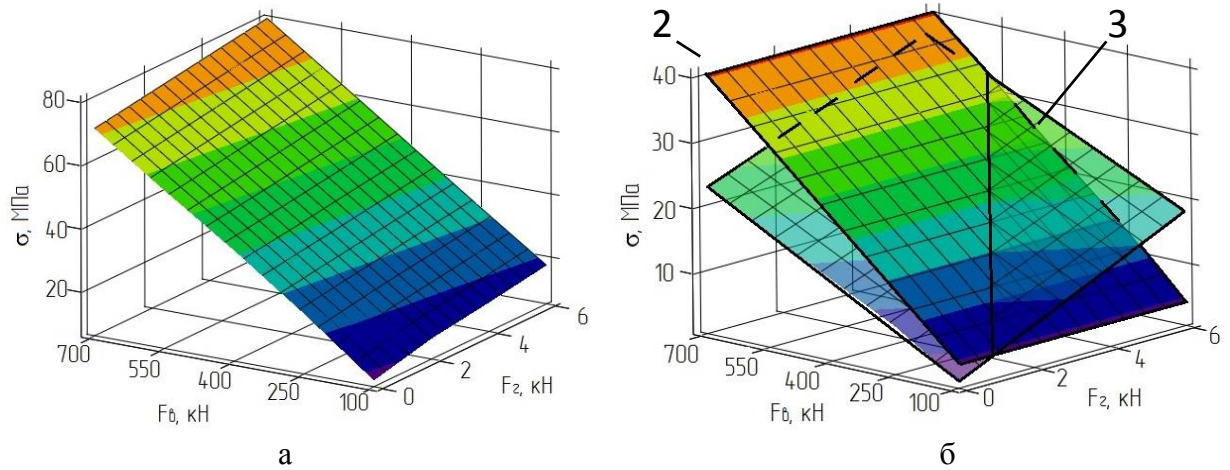


Рис. 2.64. Зависимости максимальных напряжений направляющих поясков поршня:  
а – первого; б – второго (2) и третьего (3)

### 2.5.5 Определение временного пространственного напряженно-деформированного состояния выносной опоры грузоподъемного крана в динамическом режиме нагружения

Достаточно полная информация о характере нагружения элементов гидроцилиндра может быть получена с помощью решения деформационных задач в трехмерной постановке, учитывающих варианты контактирования сопряжений, материал компонентов, типы нагружения, инерционные силы, силы демпфирования, направление и величину силового фактора, скорость изменения действующей силы (сил). Помимо этого, влияние неоднородности полей напряжений и деформаций элементов конструкции целесообразно учитывать, рассматривая достаточно большое число наиболее напряженных точек и узлов, т.е. увеличивая размерность задачи. Таким образом, необходимо исследовать деформирование элементов силового гидроцилиндра, находящегося в динамическом режиме нагружения, во времени.

С целью определения изменения НДС выносной опоры грузоподъемного крана во времени проводится нелинейное динамическое исследование рассматриваемого объекта методом конечных элементов, в котором к выносным опорам прикладываются нагрузки, представляющие собой временные

зависимости проекций реакций выносных опор по осям  $X$  ( $F_x = f(t)$ ),  $Y$  ( $F_y = f(t)$ ),  $Z$  ( $F_z = f(t)$ ) (по ранее полученным результатам в пункте 2.2.1 данной главы).

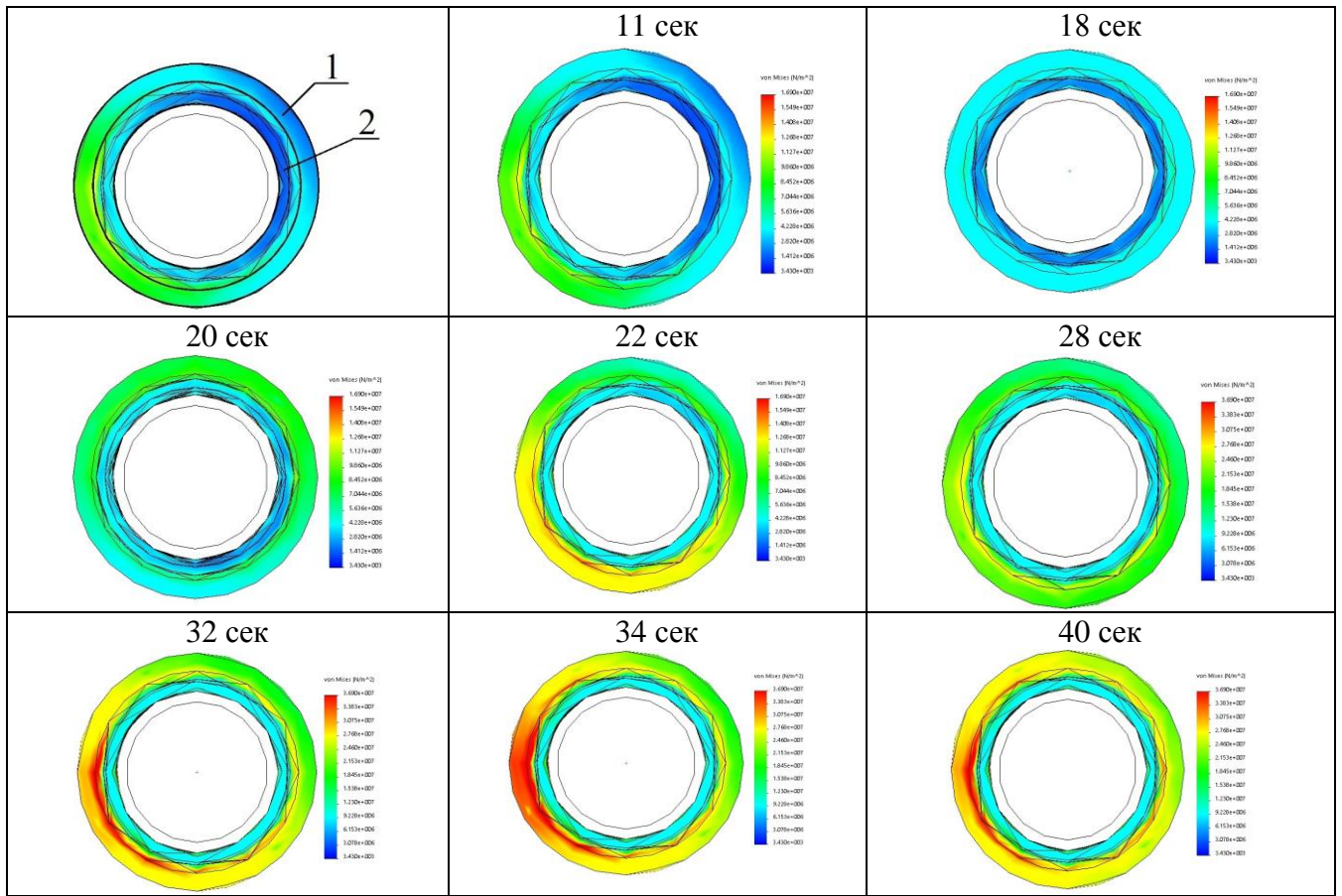
В нелинейном динамическом анализе используется инкрементный метод «управления нагрузкой», а в качестве итерационной схемы – Алгоритм Ньютона-Рафсона (NR).

В результате исследований получена временная зависимость НДС аутригера опорного контура ж.-д. крана в процессе динамического нагружения с учетом податливости грунта под выносными опорами. В качестве примера на рисунке 2.65 представлено временное изменение НДС сопряжения «направляющая втулка – зеркало гильзы» гидроцилиндра 3 варианта контактирования сопряженных элементов.

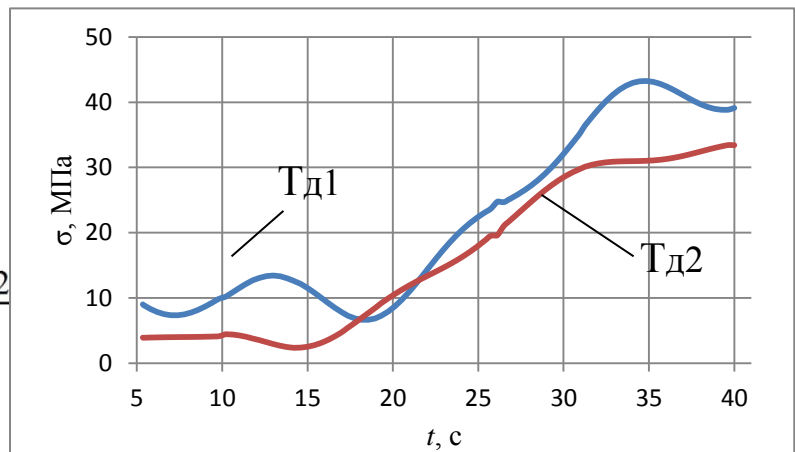
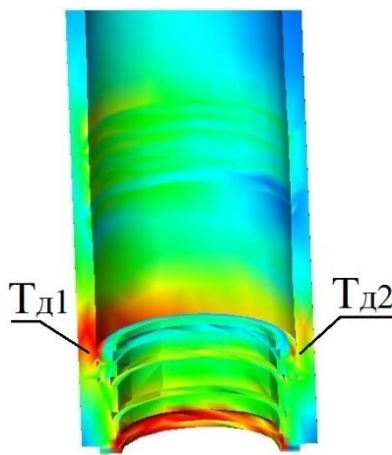
Анализ изменения напряженного состояния конструкции (рис. 2.65) показывает, что максимальное нагружение гильзы гидроцилиндра для произвольного момента времени происходит в разных точках сопряжения «втулка – зеркало гильзы» в процессе динамического нагружения. Интервал времени  $\approx (17 - 21)$  секунд (рис. 2.65) в текущем анализе соответствует смене опорного контура, что характеризуется изменением интенсивности контакта сопряженных элементов.

На основе результатов проведенных исследований получена зависимость перемещений (в качестве примера, по оси  $X$ ) и напряжений штока гидроцилиндра вывешивания (по продольной оси) во времени (рис. 2.66, 2.67), анализ которых показывает, что в результате действия изгибающих моментов происходит искривление штока гидроцилиндра. Стоит отметить, что искривление штока гидроцилиндра в результате нагружения неравномерно по времени: в одном промежутке времени, до  $\approx 17$  секунды, наиболее деформируется центральная часть штока (при этом в один из моментов времени (13,5 сек) оголовок по оси  $X$  практически не имеет перемещение); а начиная с  $\approx 17$  секунды, наибольшее перемещение имеет оголовок. Максимальные напряжения (по продольной оси) штока возникают в районе  $\approx (90 - 250)$  мм от оголовка (рис. 2.68); максимальные

же напряжения по объему штока гидроцилиндра возникают на внешней поверхности, в районе  $\approx (250 - 360)$  мм от оголовка (рис. 2.68).



а



б

Рис. 2.65

а – Изменение НДС во времени сопряжения «направляющая втулка – зеркало гильзы»: 1 – гильза гидроцилиндра, 2 – направляющая втулка

б – Сравнение временных зависимостей НДС точек  $T_{д1}$  и  $T_{д2}$  зеркала гильзы гидроцилиндра

\* шток, поршень и другие элементы – скрыты или прозрачны

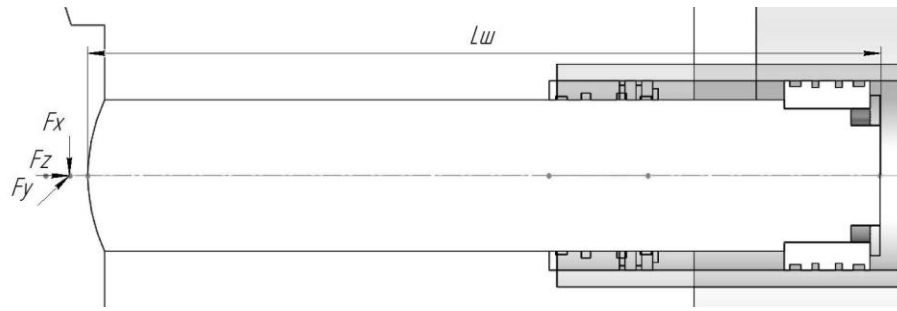


Рис. 2.66. Расчетная схема штока гидроцилиндра вывешивания

\*  $L_{ш}$  – длина штока гидроцилиндра, 0 мм  $L_{ш}$  соответствует оголовку штока

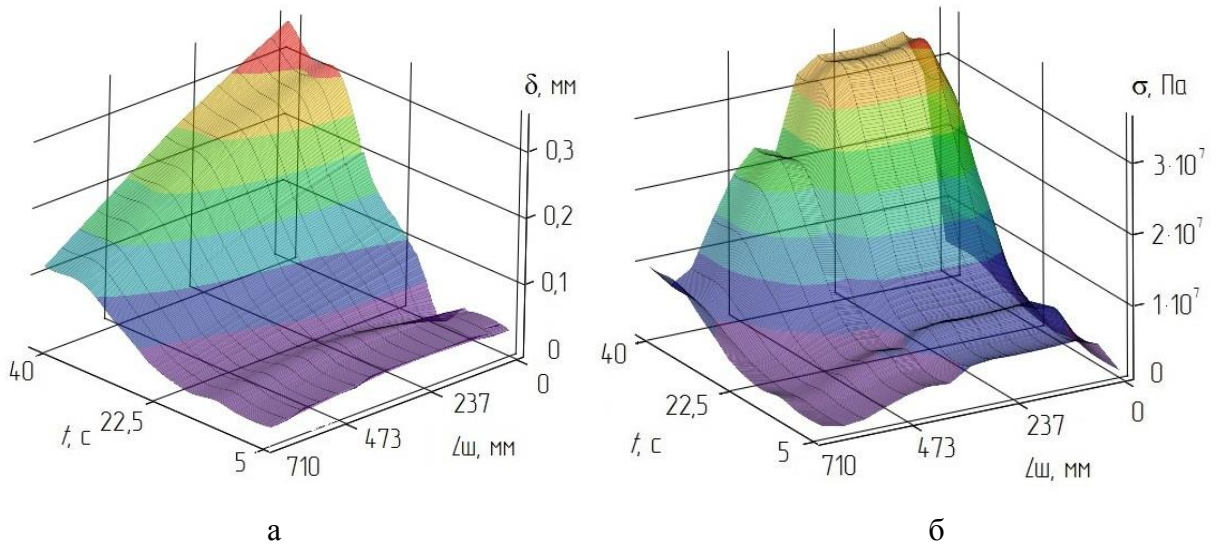


Рис. 2.67. НДС штока гидроцилиндра вывешивания (по продольной оси):

а –  $\delta = f(t, L_{ш})$ ; б –  $\sigma = f(t, L_{ш})$

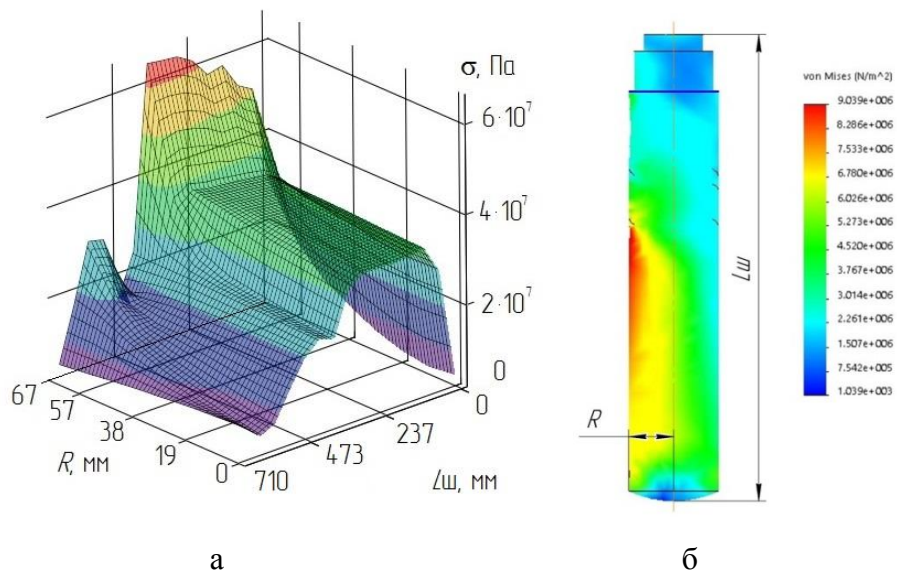


Рис. 2.68. Напряжения штока гидроцилиндра вывешивания:

а –  $\sigma = f(R, L_{ш})$ ; б – эпюра напряжений штока

В результате исследований были определены значения функции распределения плотности перемещений по осям  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  методом непараметрического сглаживания и пространственная траектория места контакта с наибольшими контактными напряжениями сопряжения «втулка – зеркало гильзы», которое упрощенно представлено в виде точки (рис. 2.69, а). Траектория перемещения оголовка штока гидроцилиндра в пространстве под действием динамических нагрузок представлена на рисунке 2.69, б. Аналогичные результаты анализа контактного взаимодействия сопряженных элементов получены для гидроцилиндров всех вариантов контактирования.

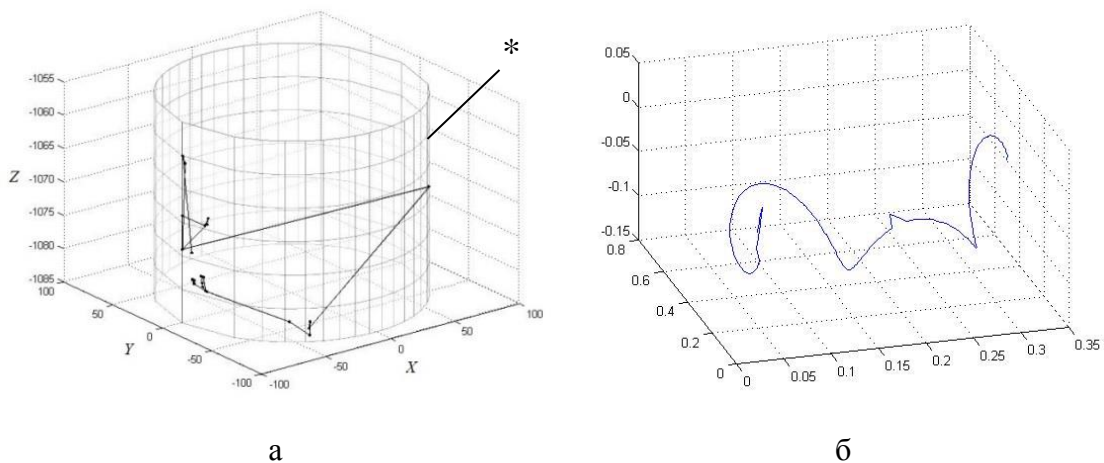


Рис. 2.69

а – траектория перемещения точки контакта «втулка – зеркало гильзы», \* – условное обозначение поверхности гильзы цилиндра; б – траектория перемещения оголовка штока гидроцилиндра в пространстве

Изменение напряженного состояния гидроцилиндра в значительной степени зависит от интенсивности и направления действующей нагрузки, а так же от варианта контактирования его сопряженных элементов.

По аналогии с представленными результатами (рис. 2.65) можно отобразить (как в сечении, так и в пространстве) временные зависимости НДС любой произвольно выбранной точки (или совокупности точек) металлоконструкции опорного контура грузоподъемного крана в динамическом режиме нагружения.

### 2.5.6 Анализ внецентренного нагружения гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана

Вследствие взаимного перекоса опорной плиты гидроцилиндра и опорной поверхности действующая нагрузка становится внецентренной. При внецентренном нагружении кроме деформаций и напряжений растяжения (сжатия) возникают еще деформации и напряжения изгиба, что влияет на НДС гидроцилиндра вывешивания. Данный вид нагружения представляет значительный практический интерес вследствие широкого распространения и ввиду того, что является менее благоприятным, чем центральное нагружение [72].

Поэтому проводится прочностной анализ гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана при внецентренном нагружении с целью определения и анализа максимальных напряжений (деформаций, перемещений) в зоне контакта сопряженных элементов гидроцилиндра. Нагрузка представляет собой статически приложенную силу  $F_B = \text{const}$ . Результаты численных исследований представлены на рисунках 2.70, 2.71. Наличие эксцентриситета приложения продольной нагрузки ( $e$ ) от оси гидроцилиндра приводит к повышению деформаций и напряжений сопряженных элементов гидроцилиндра; полученные зависимости имеют линейный характер (рис. 2.70, а).

При эксцентриситете нагрузки  $e < 0$  максимальные напряжения возникают в районе точки  $A$ , при  $e > 0$  – в районе точки  $B$  зеркала гидроцилиндра 1 варианта контактирования (рис. 2.70, б, в). Наличие горизонтальных составляющих реакций выносной опоры характеризуется следующей особенностью: при совпадении направления эксцентриситета  $e$  и действия горизонтальной нагрузки  $F_H$  ( $e < 0$  и  $F_H < 0$  или  $e > 0$  и  $F_H > 0$ ) максимальные напряжения дополнительно возрастают, а при не совпадении направления ( $e < 0$  и  $F_H > 0$  или  $e > 0$  и  $F_H < 0$ ) – значение напряжений уменьшается (рис. 2.70, б, в). На рисунке 2.71 представлен график перемещений точек продольной оси гидроцилиндра в зависимости от варианта контактирования при эксцентриситете приложения нагрузки.

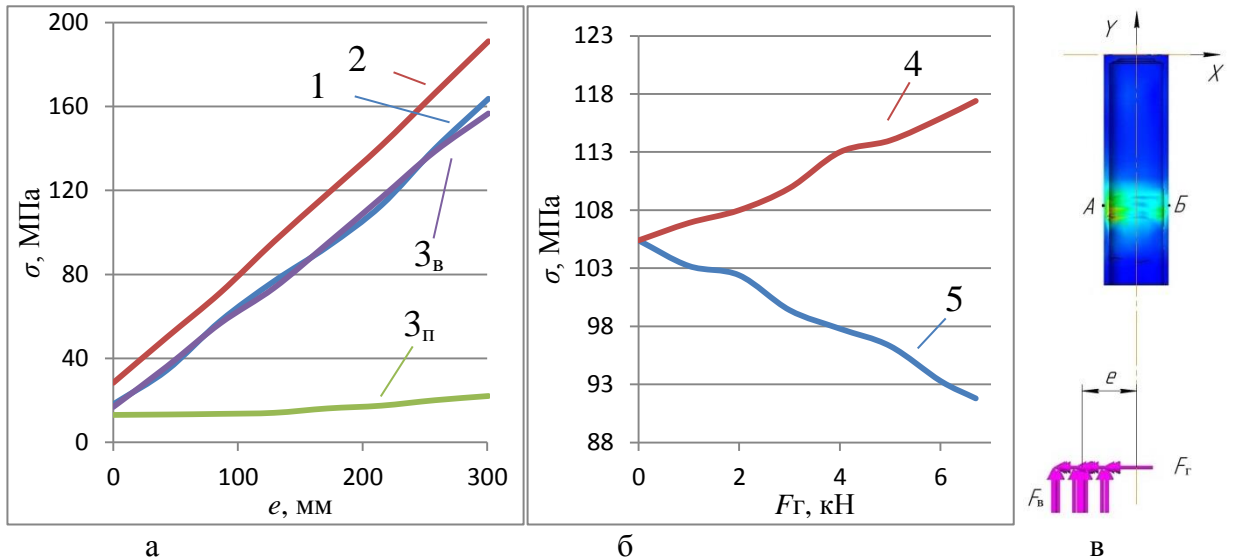


Рис. 2.70. Результаты анализа внецентренного нагружения гидроцилиндра:

а – зависимость максимальных напряжения зеркала гидроцилиндра в месте контакта с поршнем и/или втулкой от варианта контактирования и эксцентриситета приложения нагрузки; б – влияние горизонтальных сил на максимальные напряжения зеркала гидроцилиндра: 4 – при  $e < 0$ ,  $F_{Г} < 0$  или  $e > 0$ ,  $F_{Г} > 0$ ; 5 – при  $e < 0$ ,  $F_{Г} > 0$  или  $e > 0$ ,  $F_{Г} < 0$ , (1 вариант контактирования); в – расчетная схема

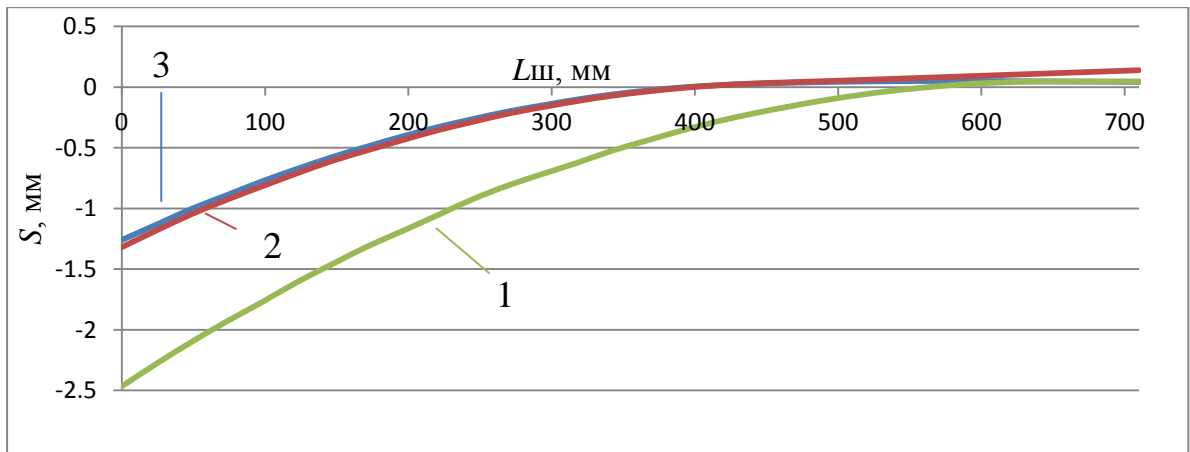


Рис. 2.71. Перемещение оси штока гидроцилиндра в зависимости от варианта контактирования

### *Анализ с учетом угла наклона опорной плиты*

Проводится прочностной анализ гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного крана при внецентренном нагружении с учетом наклона опорной плиты с целью определения и анализа НДС сопряженных элементов

гидроцилиндра. Результаты численных исследований представлены на рисунке 2.72.

На рисунке 2.73 приведена зависимость напряжений зеркала гидроцилиндра в месте контакта с поршнем в зависимости от величины отклонения оси действия продольной нагрузки от оси гидроцилиндра и от угла наклона опорной плиты:  $\sigma = f(e, \alpha)$  (1 вариант контактирования). В результате чего можно сделать вывод, что наличие эксцентриситета приложения нагрузки и угла наклона опорной плиты приводит к повышению деформаций и напряжений сопряженных элементов гидроцилиндра.

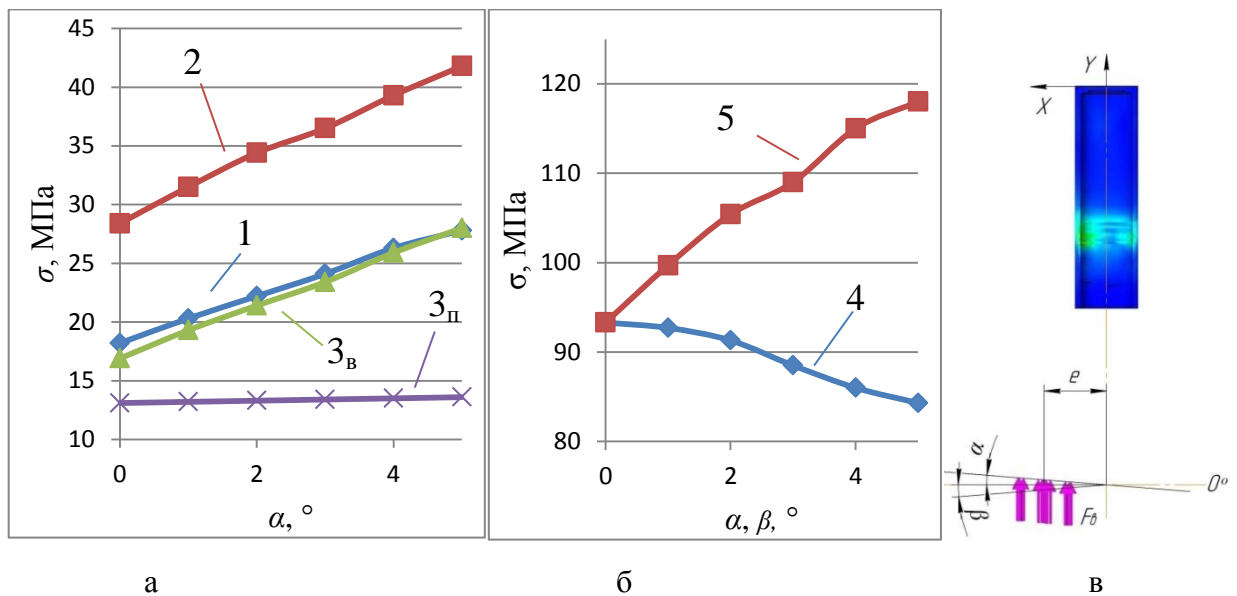


Рис. 2.72. Результаты анализа нагружения гидроцилиндра с учетом наклона опорной плиты:

а – зависимость максимальных напряжений зеркала гидроцилиндра от варианта контактирования и угла наклона опорной плиты при центральном нагружении ( $e = 0$ ); б – влияние эксцентриситета нагрузки на напряжения зеркала гидроцилиндра (1 вариант контактирования): 4 – при  $\beta$ ; 5 – при  $\alpha$ ; в – расчетная схема

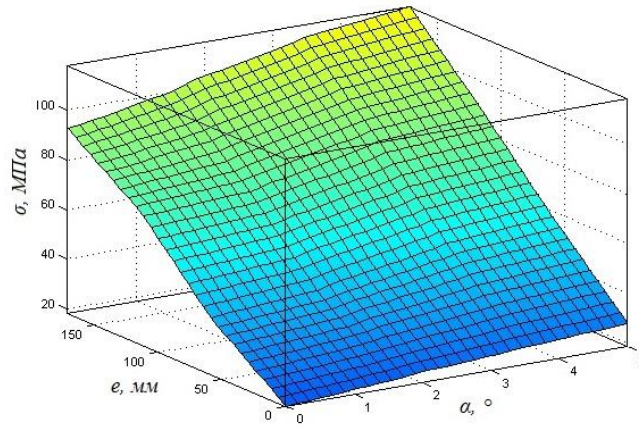


Рис. 2.73. Зависимость  $\sigma = f(e, \alpha)$

Таким образом, при внецентренном нагружении, когда точка приложения силы не лежит ни на одной из главных осей поперечного сечения опоры, возникающие деформации и напряжения изгиба значительно влияют на НДС гидроцилиндра вывешивания, тем самым осложняя безопасную эксплуатацию грузоподъемного крана.

### 2.5.7 Определение влияния температурного режима гидравлического агрегата на несущую способность гидроцилиндра

Повышенное изнашивание (износ) трущихся сопряженных элементов нагрева гидроцилиндра является причиной гидравлического агрегата [50]. Воздействия изменений температуры на тела, ограниченные в возможности свободно деформироваться, а также в случае неравномерного нагрева разных точек конструкции, и при различных свойствах материала компонентов приводят к появлению температурных напряжений [6]. Тем самым температурные преобразования могут привести к существенным изменениям напряжений и деформаций в конструкции.

Рассматривается аутригер ж.-д. крана Сокол 80.01. с опорным гидроцилиндром первого варианта контактирования сопряженных элементов (контакт «поршень – зеркало гильзы») с установленными полимерными опорно-направляющими кольцами (направляющие пояски).

С целью установления теплового режима гидроцилиндра проводится численный анализ в модуле Flow Simulation программы SolidWorks. Движение и теплообмен текучей среды в Flow Simulation моделируется при помощи уравнений Навье-Стокса [98, 100]. Для моделирования турбулентных течений уравнения Навье — Стокса осредняются по Рейнольдсу; в результате уравнения имеют дополнительные члены — напряжения по Рейнольдсу, а для замыкания этой системы применяются уравнения переноса кинетической энергии турбулентности и ее диссипации в рамках  $k - \varepsilon$  модели турбулентности [100].

Математическая модель привязывается к инженерной задаче и к расчетной области в Flow Simulation, используя метод фиктивных областей. Непрерывная нестационарная математическая модель физических процессов дискретизируется по пространству и времени с целью нахождения искомого численного решения [100]. Для дискретизации по пространству расчетная область покрывается расчетной сеткой, применяя метод конечных объемов (МКО) [100]. Расчетная сетка описывается ячейками в форме параллелепипеда, в центре которых рассчитываются значения независимых переменных [100].

Вначале устанавливаются общие настройки модели: тип и параметры анализа, текучие среды, материал элементов, условия на стенках, начальные и граничные условия. Используются следующие текучие среды: всесезонное гидравлическое загущенное масло (ВМГЗ) для полостей гидроцилиндра; воздух — для окружающей среды. Так как данной текучей среды нет в базе материалов SolidWorks, то создается и применяется «материал пользователя», настроенный в соответствии с основными эмпирическими характеристиками и зависимостями данной рабочей жидкости (рис. 2.74) [9].

Начальными и граничными условиями являются: давление и температура поршневой ( $P_{\text{п}}, T_{\text{п}}$ ), штоковой ( $P_{\text{ш}}, T_{\text{ш}}$ ) полостях и окружающей среды ( $P_{\text{ос}}, T_{\text{ос}}$ ), температура конструкции ( $T_{\text{к}}$ ). Давление поршневой и штоковой полостях соответствуют нагружению продольной сжимающей силы ( $F_{\text{в}}$ ) и поперечных сил ( $F_{\text{Г1}}, F_{\text{Г2}}$ ). Далее определяются цели проекта исследования, параметры конечно-объемной сетки, проводится ряд численных исследований.

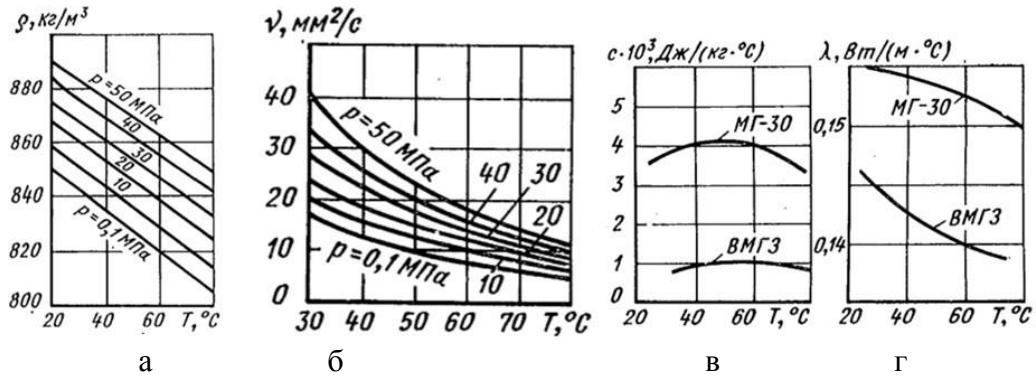


Рис. 2.74. Основные характеристики рабочей жидкости ВМГЗ

Зависимости: а – плотности от температуры и давления; б – кинематической вязкости от давления и температуры; в – удельной теплоемкости от температуры; г – теплопроводности от температуры

Согласно результатам теплового анализа гидроцилиндра вывешивания (рис. 2.75) можно сделать вывод, что при  $T_{п} \neq T_{ос}$  элементы выносной опоры нагреваются неравномерно.

Полученные результаты термического исследования Flow Simulation включаются в нелинейное динамическое исследование несущей способности выносной опоры в Simulation SolidWorks (рис. 2.75, б; 2.76, а; 2.77, а). Таким образом в модели Simulation учитываются тепловые эффекты и эффект давления жидкости из Flow Simulation. В этом случае значения температуры граней твердых тел Flow Simulation сопоставляются конечно-элементной сетке твердотельной геометрии выносной опоры Simulation.

Анализ результатов проведенных исследований (рис. 2.75, 2.76) показал, что существенный неравномерный нагрев гидравлического агрегата в процессе нагружения оказывает значительное влияние на деформацию элементов гидроцилиндра, в частности – на напряжения гильзы гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с поршнем.

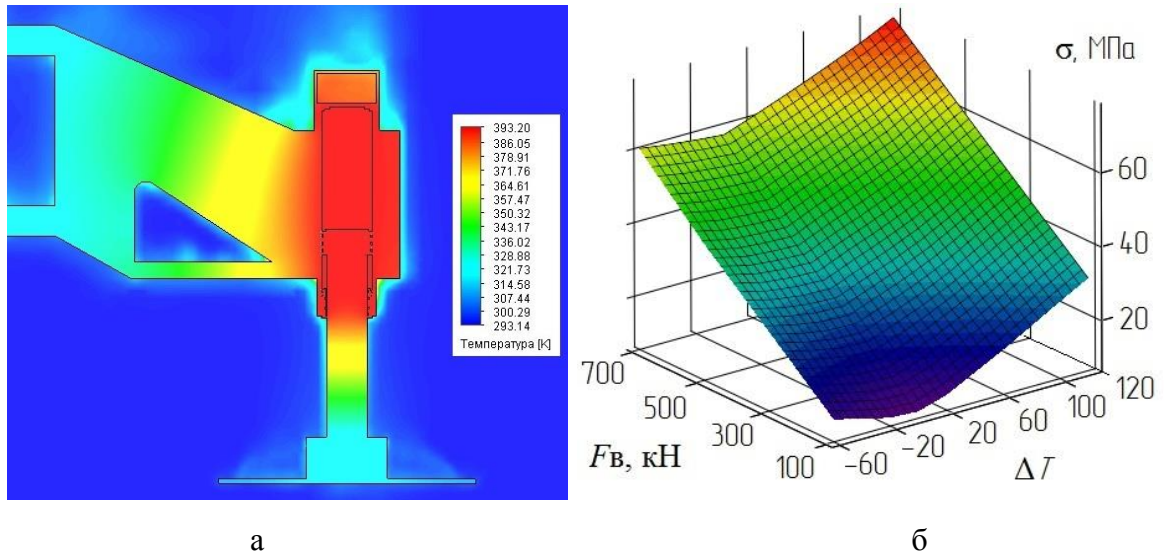


Рис. 2.75. Результаты теплового анализа:

а – распределение температуры аутригера при  $\Delta T = 100$ ; б – зависимость напряжений гильзы гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с поршнем от разницы температур  $\Delta T$  ( $\sigma = f(F_B, \Delta T)$ )

Режим нагружения аутригера:  $T_K = T_{oc} = 293,2$  К,  $\Delta T = T_{II} (T_{III}) - T_{oc}$ ,  $F_{\Gamma 1} = F_{\Gamma 2} = 0$  кН

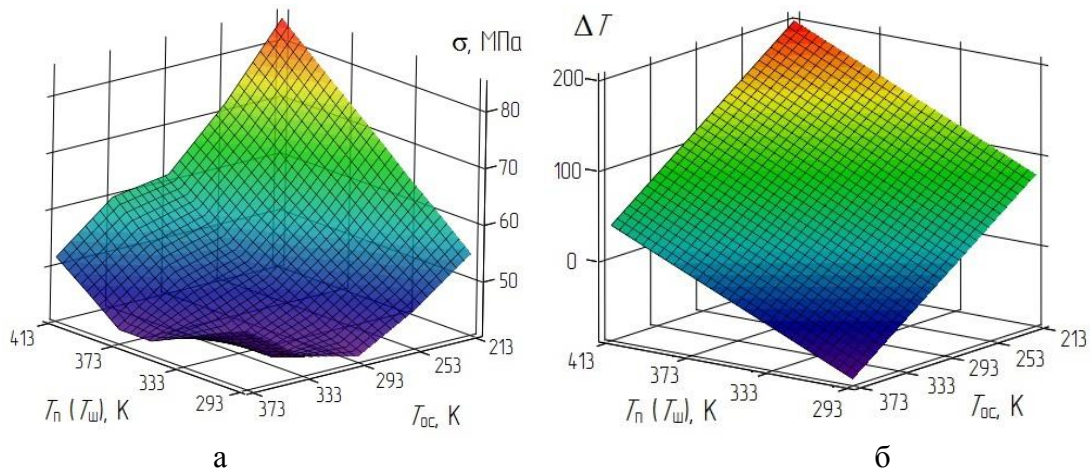


Рис. 2.76. Результаты теплового анализа:

а – зависимость напряжений гильзы гидроцилиндра вывешивания в месте контакта с поршнем от температур  $T_{II} (T_{III})$  и  $T_{oc}$ ; б – значения  $\Delta T = T_{II} (T_{III}) - T_{oc}$

Режим нагружения аутригера:  $F_B = 500$  кН,  $F_{\Gamma 1} = F_{\Gamma 2} = 0$  кН,  $T_{II} = T_{III}$

Коэффициент теплового расширения у большинства конструкционных полимеров выше, чем у металлов [6]. Полимеры характеризуются относительно высокой текучестью (пластичностью) при повышенных температурах:

$$\varepsilon_T = \alpha \Delta T, \quad (2.61)$$

где  $\varepsilon_T$  – деформация, вызванная изменением температуры;  $\alpha$  – коэффициент теплового расширения.

Напряжения, обусловленные силовым воздействием, на внешней поверхности превышают напряжения по внутреннему диаметру направляющих колец ( $\sigma_1 > \sigma_2$ ) (рис. 2.77).

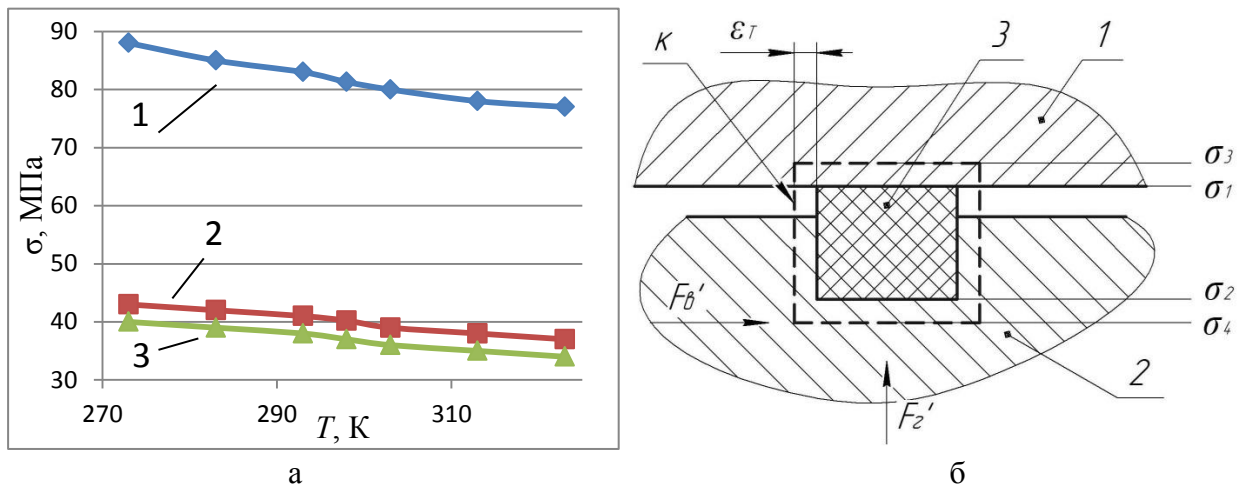


Рис. 2.77. Тепловой анализ направляющих поясков:

а – зависимость максимальных напряжений направляющих поясков от  $T$ ; 1, 2, 3 – номера (№) направляющих поясков; б – расчетная схема: 1 – гильза гидроцилиндра; 2 – поршень; 3 – направляющий пояс;  $k$  – контур деформации (расширения) под действием температуры;  $\varepsilon_T$  – деформация, вызванная изменением температуры;  $F_{Г'}$  – поперечная сила;  $F_{В'}$  – продольная сила  
Режим нагружения аутригера:  $T = T_k = T_{oc} = T_{п} = T_{ш}$ ,  $F_{В} = 700$  кН,  $F_{Г1} = 6$  кН,  $F_{Г2} = 6$  кН

При нагреве некоторые области направляющих поясков ограничены в расширении конструкцией элементов гидроцилиндра – возникают температурные напряжения ( $\sigma_3, \sigma_4$  – напряжения, обусловленные силовым и температурным воздействием) (рис. 2.77). Увеличение пластичности части внешних поверхностей поясков приводит к повышению площади контакта с поверхностью гильзы и к некоторому уменьшению жесткости поясков (рис. 2.77). В совокупности под действием сочетания всех действующих факторов происходит уменьшение текущих максимальных напряжений направляющих поясков (рис. 2.77).

## **2.6 Анализ утечек рабочей жидкости через радиальный зазор сопряженных элементов гидроцилиндра вывешивания**

Из опыта эксплуатации гидроцилиндров дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин известно, что уплотнения при возвратно-поступательном движении перестают обеспечивать надлежащую герметичность по причине усталостного разрушения вследствие постепенного разрушения (изнашивание) материала уплотнений и выдавливания в зазор соединения, что приводит к изменению (нарушению) установленного режима эксплуатации гидроагрегата [50].

Процесс износа сопрягаемых элементов носит как закономерный характер – рабочий цикл грузоподъемного крана (вес груза, неравномерное внедрение опорных элементов в грунт, инерционные нагрузки и др.), приводящих к местной пластической деформации элементов уплотнений и зеркала гильзы цилиндра, так и случайный характер (фракция и свойства микрочастиц-загрязнителей, попадающих в гидросистему; а также размер и форма деформаций, вызванных взаимодействием этих частиц).

Исследование уплотнительного узла опорного гидроцилиндра грузоподъемного ж.-д. крана Сокол 80.01 состоит из следующих этапов:

1. Анализ усталостной долговечности уплотнений гидроцилиндра в Simulation SolidWorks [98, 100].

2. Анализ влияния утечек рабочей жидкости между полостями гидроцилиндра в:

– пакете Flow Simulation SolidWorks, с целью исследования гидродинамики и теплообмена процесса утечки [100];

– подсистеме моделирования динамических процессов Simulink программы Matlab при помощи библиотеки Simscape с целью исследования гидродинамических процессов [87, 107, 117].

Численный анализ проводится согласно следующей гипотезе: циклическая нагрузка, которой подвержен гидроцилиндр в процессе работы дорожной, строительной и подъемно-транспортных машин и оборудования, приводит к

постепенному усталостному разрушению уплотнительного узла гидроцилиндра, что является причиной появления неравномерного радиального зазора в сопряжениях «поршень – гильза цилиндра» и «направляющая втулка – шток», через который происходят перетечки рабочей жидкости, что в свою очередь вызывают усадку штока гидроцилиндра.

### 2.6.1 Оценка усталостной долговечности уплотнений

В процессе вращения крановой платформы происходит циклический процесс трансформации трехопорного ядра опирания крановой установки [8], что приводит соответственно, к циклическому нагружению элементов опорного контура грузоподъемной машины.

В исследовании принимаются следующие допущения: внешняя нагрузка (реакция опоры) представляется в виде гармонической функции:  $F(t) = F_m \cdot \sin(\omega \cdot t + \psi)$ ; геометрическая форма уплотнений упрощена. Внешняя нагрузка – продольная (вертикальная) ( $F_v = 200 \dots 500$  кН) и поперечная (горизонтальная) составляющие ( $F_r = 5$  кН) реакции опоры грузоподъемного крана; действие только вертикальной составляющей соответствует штатному режиму нагружения, совместное действие горизонтальной и вертикальной – нештатному.

Для проведения анализа используется кривая усталости SN [98, 100]. Эта кривая описывает зависимость между действующим напряжением и числом циклов до разрушения. Для некоторых материалов в библиотеке материалов SolidWorks кривые усталости SN определены; источником справок для них является: Atlas of Fatigue Curves издательства ASM International [98, 100]. Функционал также предполагает определение схемы интерполяции (в двойных логарифмических координатах, в полулогарифмических координатах, линейный) и источника данных (автоматический вывод кривой SN на основе кривых ASME S-N и модулей упругости материала; определение данных кривой вручную). В качестве материала уплотнений используется широко применяемый конструкционный термопластичный материал «РА Тип 6» (Полиамид 6).

Усталостное исследование основывается на теории линейного накопления повреждений (правило Майнера) [91].

Результаты численных исследований в зависимости от варианта контактирования и вида нагрузки приведены на рисунках 2.78 – 2.80. На рисунке 2.79 представлен процесс усталостного разрушения уплотнений для штатного ( $F_B = 500$  кН,  $F_T = 0$  кН) и нештатного ( $F_B = 500$  кН,  $P_T = 5$  кН) режима нагружения опорного гидроцилиндра.

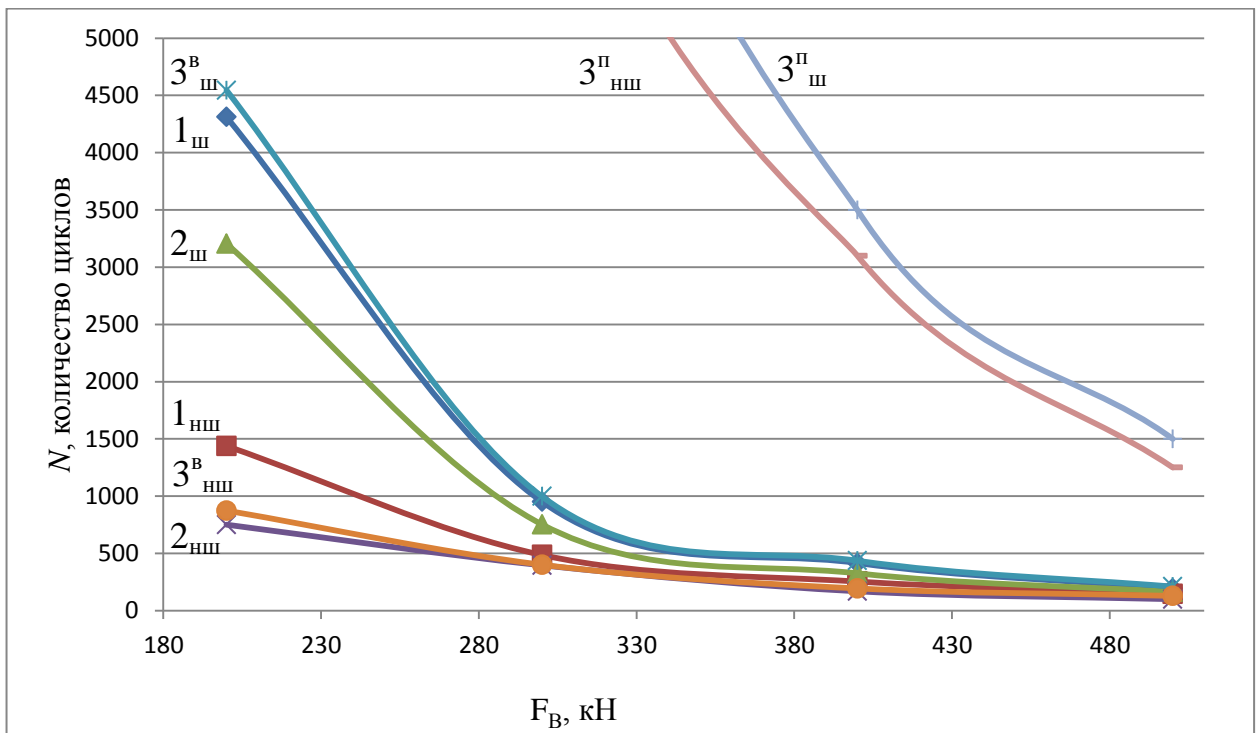


Рис. 2.78. Минимальный срок службы уплотнений (число циклов):

1, 2, 3 – вариант контактирования

\* Индекс «ш» соответствует штатному режиму нагружения, «нш» – нештатному режиму нагружения; «в» – уплотнения втулки, «п» – уплотнения поршня

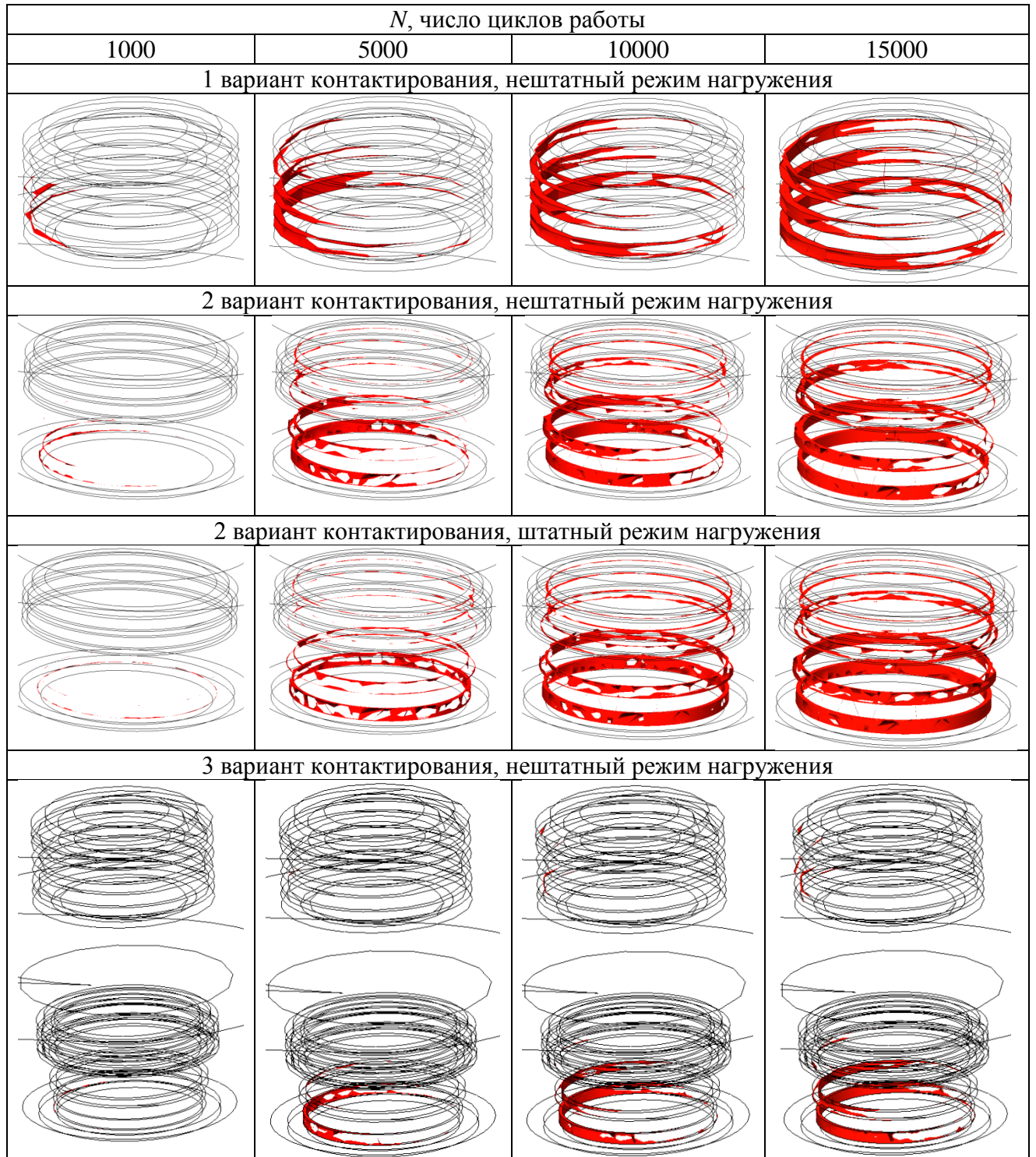


Рис. 2.79. Процесс разрушения уплотнений

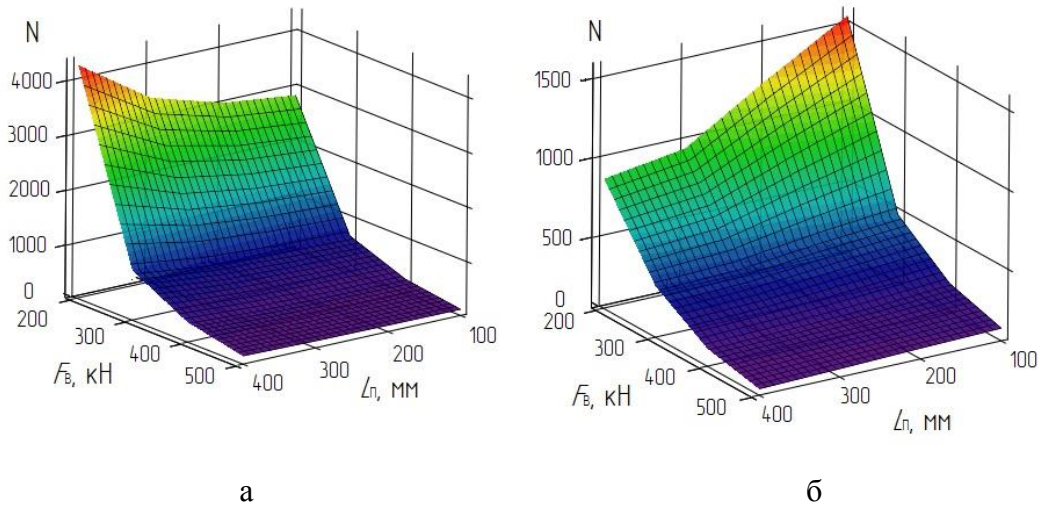


Рис. 2.80. Зависимости:

$N = f(F_B, L_{П})$  при  $F_{Г} = 0$  (а);  $N = f(F_B, L_{П})$  при  $F_{Г} \neq 0$  (б); гидроцилиндр 3 варианта контактирования

Таким образом, действие горизонтальных сил при нагружении выносной опоры грузоподъемного крана приводит к существенному снижению усталостной долговечности уплотнений гидроцилиндра. Разрушение уплотнений при совместном действии продольных и поперечных сил характеризуется явной неравномерностью. При этом разрушаются те уплотнения штока (сопряжение «направляющая втулка – шток»), которые располагаются дальше от полостей с текучей средой – что может служить причиной проникновения в гидросистему частиц из внешней среды; разрушение уплотнений поршня (сопряжение «поршень – гильза»), которое преобладает с одной стороны, может быть причиной перетечек рабочей жидкости между полостями гидроцилиндра.

Так как для гидроцилиндра 3 варианта контактирования сопряженных элементов минимальный срок службы уплотнений поршня превышает срок службы уплотнений втулки, то надежность работы по герметизирующей способности данного гидроцилиндра определяется уплотнением направляющей втулки. Согласно полученным результатам минимальная усталостная долговечность уплотнений в случае штатного режима нагружения опор соответствует гидроцилиндрам со 2 вариантом контактирования сопряженных

элементов; в случае нештатного режима нагружения – 2 и 3 (втулка) вариантом контактирования.

Результаты анализа усталостной долговечности уплотнений в зависимости от режима нагружения дают возможность определить образование и проследить изменение неравномерного по сечению радиального зазора сопряжений гидроцилиндра.

### **2.6.2 Гидродинамический анализ гидроцилиндра с учетом радиального зазора сопряженного узла «поршень – зеркало цилиндра»**

Утечки жидкости через уплотняемое соединение является одной из значительных характеристик гидромеханизма [59]. Для надежной работы гидроагрегата (в частности гидроцилиндра) необходимо знать влияние отдельных факторов на герметичность соединения. Однако явления, связанные с утечкой гидрожидкости через контактные уплотнения, сложны и теоретически мало изучены [50]. Для контактных уплотнений утечка происходит за счет заполнения жидкостью микронеровностей, образованных в результате механической обработки и пластических деформаций, и износа уплотнений.

Ввиду того, что аналитическими методами получить точное решение задачи о течении жидкости с теплообменом представляет большую сложность, так как необходимо учитывать переменность температуры и вязкость жидкости в поперечном и продольном сечении потока [16], гидродинамический анализ гидроцилиндра вывешивания с учетом радиального зазора узлов «поршень – зеркало гидроцилиндра» и «втулка – шток» проводится посредством численного моделирования в Flow Simulation SolidWorks и Simulink Matlab.

В качестве примера рассматривается гидроцилиндр первого варианта контактирования, находящийся в нештатном режиме нагружения ( $P_B = 500$  кН,  $P_T = 5$  кН).

В исследовании радиальный зазор между гильзой и поршнем моделируется трехмерным, неравномерным по сечению сопряжения согласно результатам анализа усталостной долговечности уплотнений гидроцилиндра (пункт 2.6.1

данной главы). При этом одновременно моделируется неравномерный износ всех уплотнений. Вследствие этого данный анализ принципиально отличается от ряда других исследований, рассматривающих зазор как постоянную величину по сечению сопряжения.

В Flow Simulation в исследовании утечек рабочей жидкости учитываются тепловые процессы и гидродинамика (программный модуль позволяет одновременно учитывать влияние вязкости, давления, температуры и плотности), однако существует допущение, что закономерность течения жидкости в «малом» и «большом» зазоре одинаковая. Причина этого в том, что построение конечной сетки размеров 1 – 10 мкм увеличивает размерность задачи, что требует существенных ресурсов ЭВМ [100].

Численный анализ утечек рабочей жидкости гидроцилиндра в Simulink Matlab не предполагает построение эпюр гидродинамических и тепловых процессов, однако учитывает размеры порядка 1 мкм, что дает возможность учесть динамику потока жидкости в микрозазоре [117].

### **Анализ в Flow Simulation SolidWorks**

На первом этапе устанавливаются общие настройки исследования: тип и параметры анализа, текучая среда, материал элементов гидроцилиндра, условия на стенках, начальные и граничные условия. В качестве текучей среды используется всесезонное гидравлическое загущенное масло (ВМГЗ) (рис. 2.74).

Начальными и граничными условиями являются: давления в штоковой ( $P_{шт}$ ) и поршневой ( $P_{п}$ ) полостях ( $P_{п} > P_{шт}$ ), которые соответствуют текущему нагружению; температура конструкции и текучей среды ( $T_{нач} = 293,2$  К); радиальный зазор ( $h$ ) между поршнем и гильзой вследствие усталостного износа уплотнений, пластической деформации гильзы и направляющих поясков поршня.

Далее устанавливаются цели проекта исследования и параметры конечно-объемной сетки; выполняется анализ. Результаты гидродинамического и теплового исследований гидроцилиндра вывешивания в случае радиального зазора сопряжения «поршень – гильза» приведены в таблице 2.2 и на рисунках 2.81 – 2.83.

При движении текучей среды через зазор вдоль твердых стенок при большом перепаде давления происходит торможение потока вследствие влияния вязкости (при понижении давления вязкость снижается, при повышении – увеличивается) и сил трения между жидкостью и стенкой, обусловленные формой и размерами зазора. Распределение скоростей движения текучей среды приобретает неравномерный характер, вследствие чего возникают касательные напряжения (напряжения трения) [16]. В итоге происходит локальное (местное) изменение температуры рабочей жидкости. Что подтверждается результатами исследований, приведенных в [16] и [41]. Кроме того, движение жидкости сопровождается вихреобразованием и перемешиванием потоков текучей среды.

Таблица 2.2. Результаты гидродинамического анализа

Параметр	$h = 0$		$h \neq 0$ ( $h_1, h_2; h_1 < h_2$ )			
			$h_2, Ra\ 0,2$		$h_1, Ra\ 0,2$	
	Min	Max	Min	Max	Min	Max
Плотность (текучая среда) [kg/m <sup>3</sup> ]	856.74	856.75	856.47	856.80	856.71	856.80
Скорость [m/s]	0	0	0	49.89	0	57.76
Температура (текучая среда) [K]	293.20	293.20	291.98	294.13	291.90	293.32
Температура (твёрдое тело) [K]	293.20	293.20	292.98	293.64	292.97	293.20
Завихренность [1/s]	0.104	1824	0.066	67147	0.036	63234
Касательное напряжение [Pa]	0	5.82	0	13987	0	25824
Коэффициент теплоотдачи [W/m <sup>2</sup> /K]	-	2324	-	776099	-	1399567
Поверхностный тепловой поток [W/m <sup>2</sup> ]	-0.261	0.502	-15247	17167	-309	12655
Плотность теплового потока [W/m <sup>2</sup> ]	9.47 10 <sup>-7</sup>	0.326	2.751 10 <sup>-4</sup>	3927	5.242 10 <sup>-4</sup>	1595
Динамическое давление [Pa]	0	3055	0	1066064	0	1176015
Коэффициент турбулентной вязкости [Pa*s]	1.609 10 <sup>-8</sup>	0.0027	2.649 10 <sup>-8</sup>	0.0873	1.419 10 <sup>-8</sup>	0.0542
Энергия турбулентности [J/kg]	5.979 10 <sup>-7</sup>	0.003	1.633 10 <sup>-6</sup>	5.234	1.081 10 <sup>-6</sup>	3.276
Диссипация энергии турбулентности [W/kg]	7.60 10 <sup>-7</sup>	0.33	3.43 10 <sup>-6</sup>	44108	1.85 10 <sup>-6</sup>	21605
Конвективный тепловой поток [W]	-	-0.225	-	96.277	-	22.540
* Ra 0,2 – Шероховатость поверхностей гидроцилиндра						

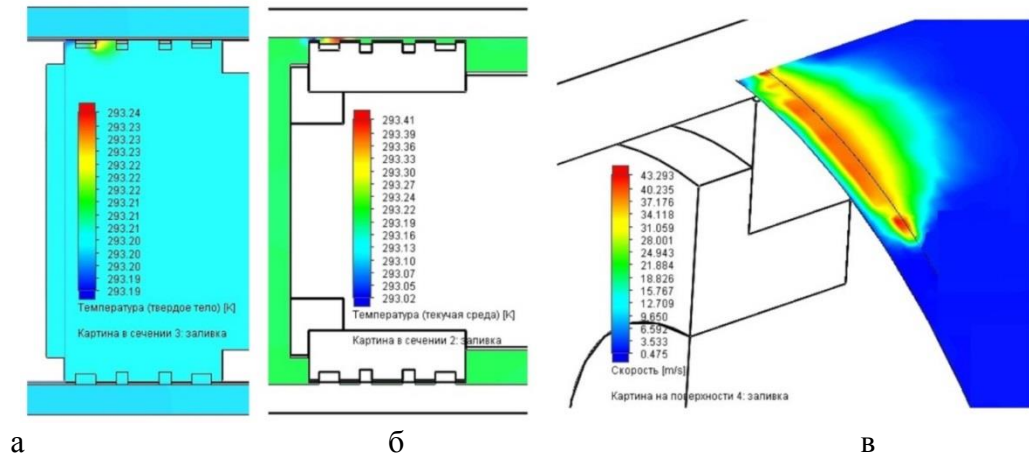


Рис. 2.81. Распределение параметров в случае радиального зазора сопряжения «поршень – гильза»:

а – температуры твердых тел; б – температуры текучей среды; в – скорости движения рабочей жидкости по поверхности гильзы

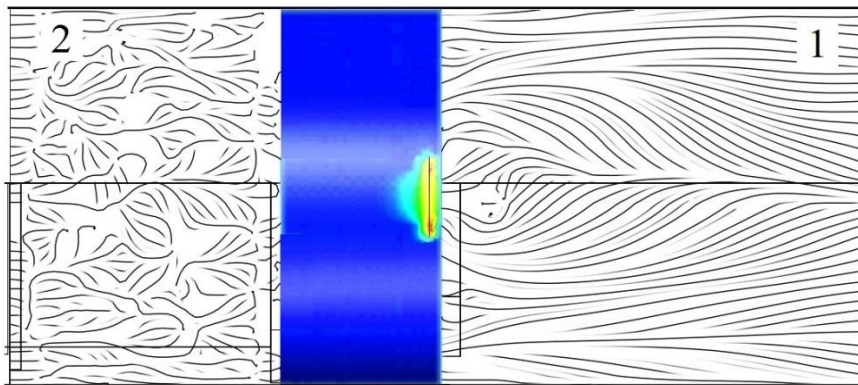


Рис. 2.82. Распределение линий тока и скорости движения жидкости по поверхности гильзы гидроцилиндра в случае радиального зазора сопряжения «поршень – гильза»:

1 – штоковая полость, 2 – поршневая полость

\* Значения скорости движения жидкости по рисунку 2.81, в

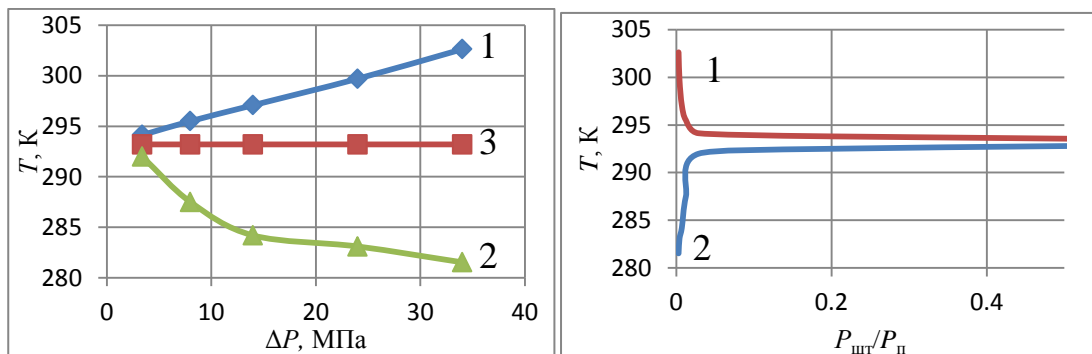


Рис. 2.83. Зависимость температуры рабочей жидкости от  $\Delta P = P_{п} - P_{шт}$  (а) и  $P_{шт} / P_{п}$  (б)

При радиальном зазоре сопряжения «поршень – гильза»: 1 –  $T_{max}$ ; 2 –  $T_{min}$ .

При отсутствии зазора: 3 –  $T_{max} = T_{min} = T_{нач}$

Радиальное смещение поршня уплотнительного узла, износ и смятие уплотняемых и сопрягаемых элементов приводит к:

- потере рабочей жидкости через возникший зазор, которая характеризуется резким возрастанием скорости движения жидкости в зазоре, что служит причиной снижения продольной жесткости гидроцилиндра (проседание поршня под нагрузкой).

- неравномерному распределению сил трения сопряженного узла, что приводит к неравномерному и повышенному износу контактирующих элементов;

- изменению теплового баланса в районе радиального зазора: возрастает диапазон температуры « $T_{\min} - T_{\max}$ » сопряжения, что приводит к местному неравномерному нагреву рабочей жидкости и уплотнительных элементов. Это оказывает негативное влияние на параметры используемых жидкостей и приводит к снижению срока службы элементов гидросистемы. В случае отсутствия зазора – температура текучей среды и твердого тела одинакова.

- перемешиванию текучей среды, которое представляет собой поперечные и вращательные движения отдельных объемов жидкости.

### **Анализ в Simulink Matlab**

Разработанная Simulink – модель гидропривода выносных опор грузоподъемного крана, которая учитывает: трение между подвижными частями в гидроцилиндре, потери в трубопроводе, сжимаемость и инерцию жидкости, внутренние перетечки жидкости, приведена на рисунке 2.84.

Радиальный зазор сопряжения «поршень – зеркало гильзы» моделируется совокупностью последовательно соединенных блоков «Annular Orifice», параметры которых настроены по результатам усталостного анализа уплотнений гидроцилиндра. Блок «Annular Orifice» моделирует кольцевой дроссель, образованный круглыми трубкой и вставкой, которая может быть размещена с эксцентриситетом [102, 117]. Расход через кольцевой дроссель определяется согласно уравнению Хагена-Пуазейля [102, 117]:

$$q = \frac{\pi R(R-r)^3}{6\nu\rho L} \cdot \left(1 + \frac{3}{2}\varepsilon^2\right) \cdot p, \quad \varepsilon = \frac{e}{R-r}, \quad (2.62)$$

где  $q$  – расход потока;  $p$  – перепад давления;  $R$  – радиус отверстия;  $r$  – радиус вставки;  $L$  – длина перекрытия;  $\varepsilon$  – коэффициент эксцентриситета;  $e$  – эксцентриситет;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости.

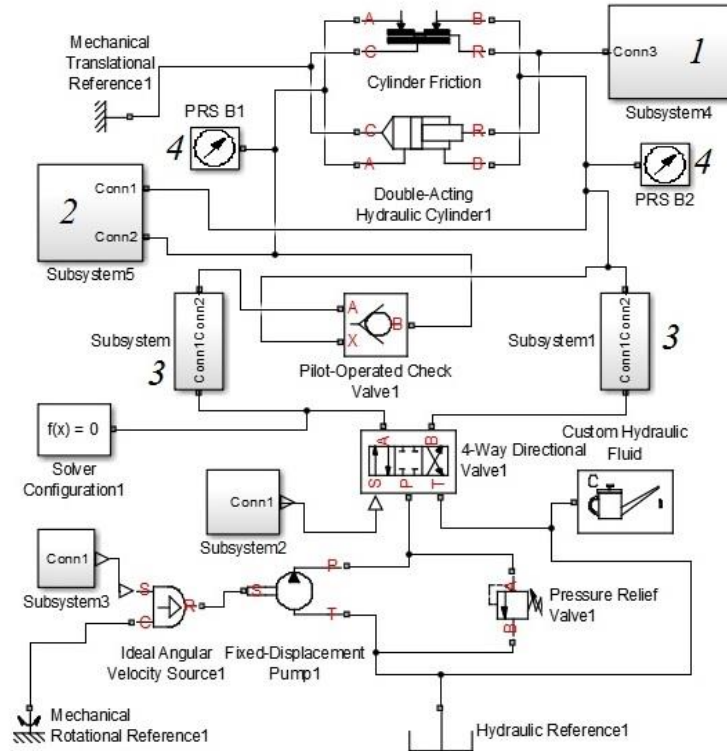


Рис. 2.84. Блочная модель-структура нагружения гидроцилиндра вывешивание в Simulink  
 Субсистемы: 1 – нагрузка на опору, 2 – модель радиального зазора, 3 – инерция и сопротивление жидкости, 4 – определение давления

Схема моделирования радиального зазора в результате износа уплотнений представлена на рисунке 2.85.

Блок «Cylinder Friction» моделирует трение между подвижными частями в гидравлических цилиндрах [66, 102]. Сила трения может быть найдена согласно следующим уравнениям:

$$F = F_C(1 + (K_{brk} - 1) \cdot \exp(-c_v |v|)) \text{sign}(v) + f_{ufr} \cdot v, \quad (2.63)$$

$$F_C = F_{pr} + f_{cfr} (p_A - p_B),$$

где  $F$  – сила трения;  $F_C$  – сила трения Кулона;  $F_{pr}$  – предварительная нагрузка;  $f_{cfr}$  – коэффициент трения Кулона;  $p_A$ ,  $p_B$  – давления в поршневой и штоковой полостях цилиндра;  $K_{brk}$  – отрывной коэффициент;  $c_v$  – коэффициент;  $v$  – относительная скорость;  $f_{ufr}$  – коэффициент вязкого трения.

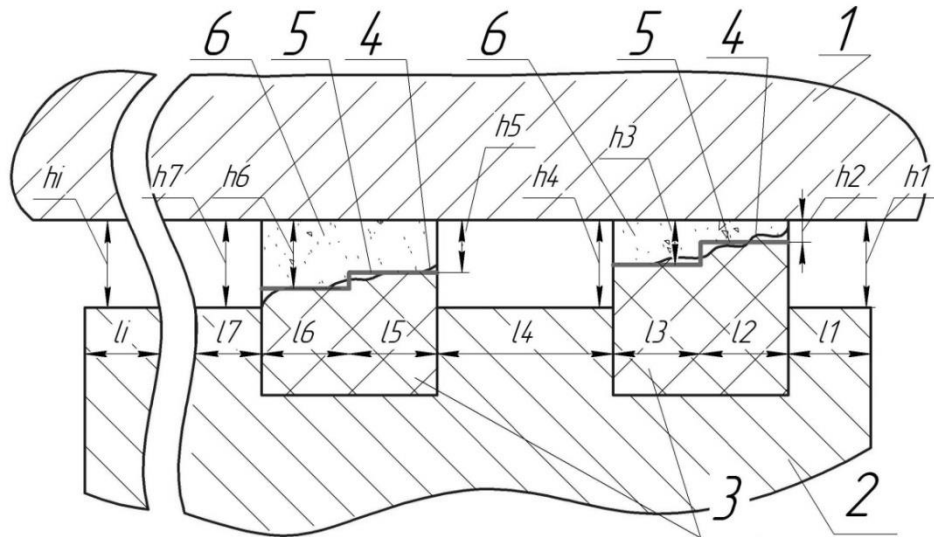


Рис. 2.85. Схема моделирования износа (радиального зазора) сопряженных элементов уплотнительного узла гидроцилиндра:

1 – гильза гидроцилиндра (направляющая втулка), 2 – поршень (шток), 3 – уплотнение, 4 – кривая износа уплотнения, 5 – упрощенное представление кривой износа уплотнения, 6 – разрушение уплотнений

$h1, \dots, h7$  – радиальный зазор;  $l1, \dots, l7$  – длина зазора

Блок «Variable Volume Chamber» (входит в блок «Double-Acting Hydraulic Cylinder») моделирует сжимаемость жидкости в цилиндре [66, 102]. Блок описывается следующими уравнениями:

$$q = \frac{V_0 + A \cdot x \cdot or}{E} \cdot \frac{dp}{dt}, \quad E = E_l \frac{V + \alpha \left( \frac{p_a}{p_a + p} \right)^{1/n}}{1 + \alpha \frac{p_a^{1/n}}{n \cdot (p_a + p)^n} \cdot E_l}, \quad (2.64)$$

где  $q$  – расход;  $V_0$  – начальный объем жидкости в полости;  $A$  – эффективная площадь поршня;  $x$  – смещение поршня от начального положения;  $or$  – переменная, принимающая значение «+1» при открывании клапана и «-1» при его закрывании;  $E$  – объемный модуль упругости жидкости;  $E_l$  – полный модуль упругости жидкости;  $p$  – манометрическое давление в полости;  $p_a$  – атмосферное давление;  $\alpha$  – относительное газовое содержание в атмосферном давлении,  $\alpha = V_G / V_L$ ;  $V_G$  – объем газа при атмосферном давлении;  $V_L$  – объем жидкости;  $n$  – коэффициент теплопередачи.

Блок «Fluid Interia» моделирует перепад давления, который изменяется в зависимости от скорости потока, в поперечном сечении некоторого участка гидролинии. Блок «Resistive Tube» моделирует сопротивление в устойчивых режимах движения жидкости.

Блок Custom Hydraulic Fluid задает тип гидравлической жидкости в системе.

Настроив имитационную модель в соответствии с текущим режимом нагружения, осуществляется моделирование утечек рабочей жидкости: давление не подается, полости гидроцилиндра закрыты запирающими устройствами, шток нагружен силой, представляющей собой реакцию опоры; время моделирования – 150 секунд. Вычисление сопровождается записью полученных данных из Simulink в рабочую область Workspace для возможной последующей обработки и экспорта. Результаты анализа утечек опорного гидроцилиндра представлены на рисунках 2.86, 2.87.

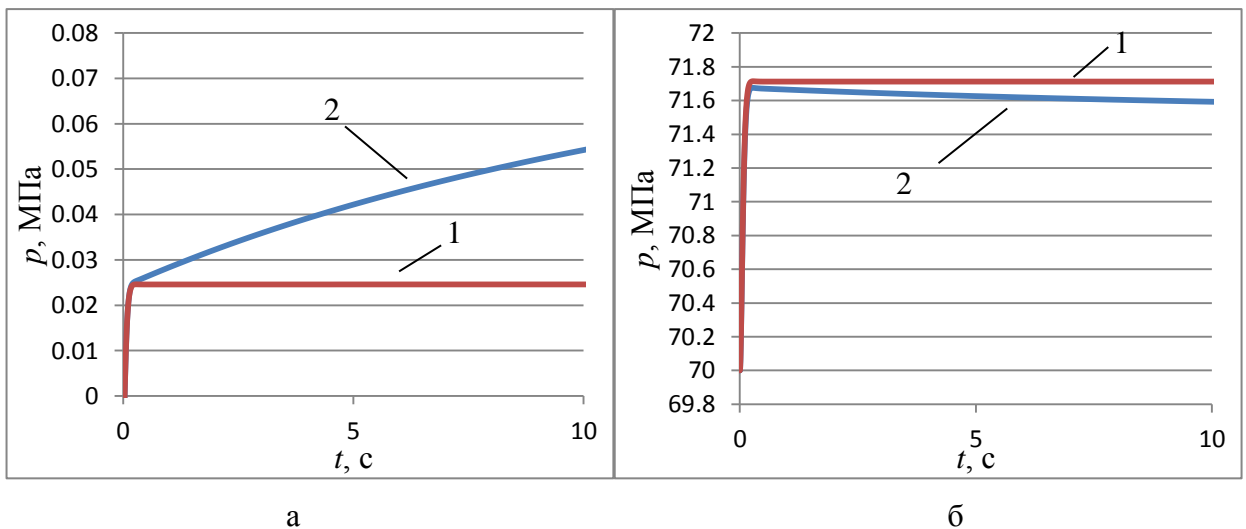


Рис. 2.86. Давление в гидроцилиндре вывешивания:

а – штоковая полость; б – поршневая полость; 1 – без перетечек; 2 – с перетечками

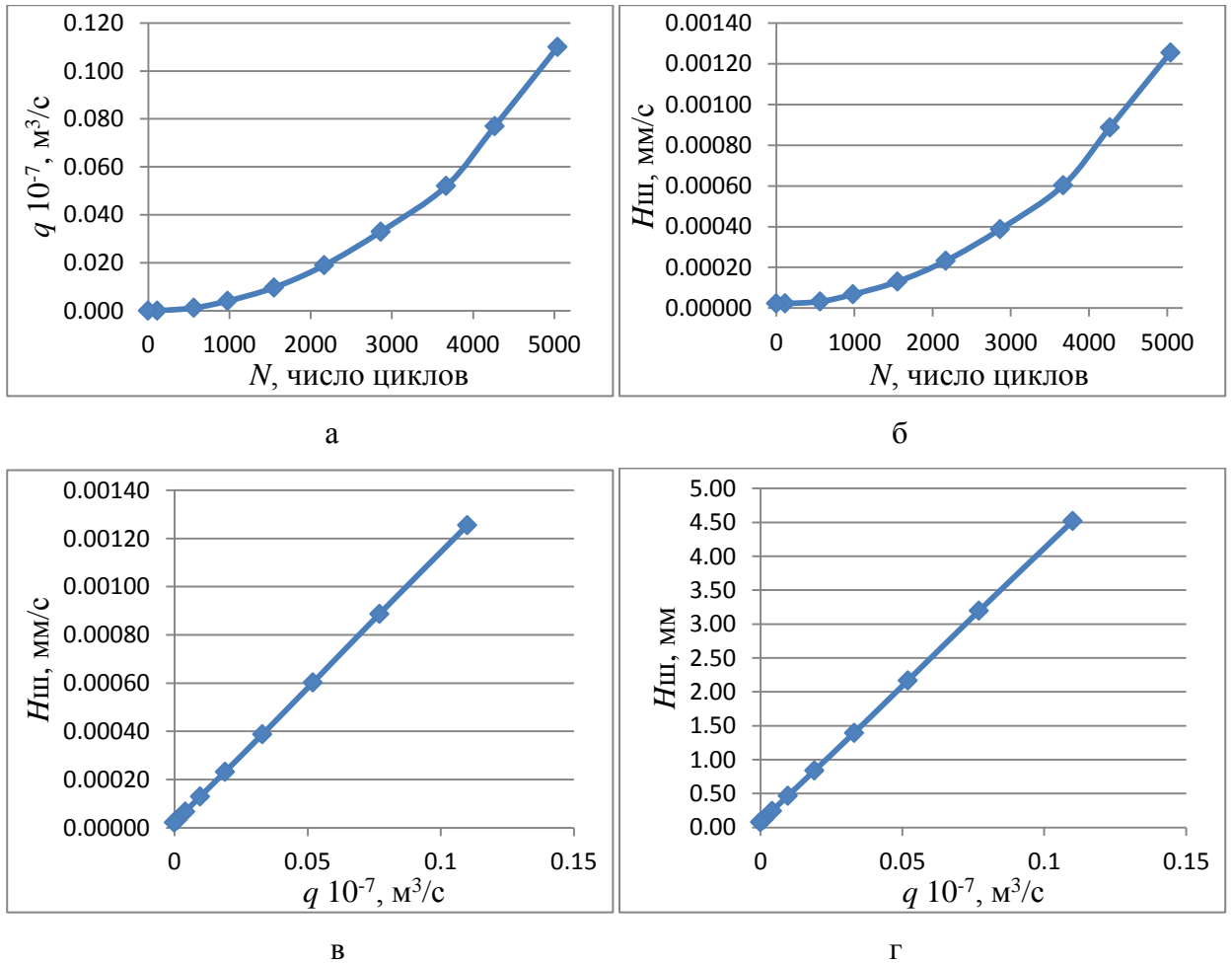


Рис. 2.87. Результаты анализа утечек гидроцилиндра вывешивания крана:

а – зависимость расхода жидкости ( $q$ ) через радиальный зазор; б – зависимость усадки штока ( $H_{ш}$ ) гидроцилиндра; в – зависимость усадки штока ( $H_{ш}$ ) от расхода жидкости ( $q$ ); г – усадка штока ( $H_{ш}$ ) за 1 час в зависимости от расхода жидкости ( $q$ )

Таким образом, созданная имитационная модель радиального зазора узла «поршень – зеркало гидроцилиндра» (рис. 2.85) позволяет установить следующую взаимосвязь: «неравномерный радиальный зазор между поршнем и гильзой – величина перетечек рабочей жидкости – усадка штока».

Анализ результатов показывает, что расход жидкости через радиальный зазор (в функции от цикла нагружения гидроцилиндра) изменяется по зависимости близкой к экспоненциальной, а усадка штока (в функции от расхода жидкости) к – линейной.

В справочнике [77] под редакцией А. И. Голубева и Л. А. Кондакова для уплотнений различных групп в соответствии с удельными утечками установлены

классы негерметичности. Однако оценка герметичности уплотнений по критерию «визуальная оценка» (такой как «слабый запах», «подтекание без каплеобразования», «частые утечки» и др.) носит субъективный характер, а количественная оценка утечек при эксплуатации дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин затруднена или невозможна.

Известен способ оценки состояния гидроцилиндров, заключающийся в проверке усадки штока под действием части веса машины путем вывешивания ее на рабочем оборудовании при его упоре о грунт за фиксированное время; фактическая усадка штока сравнивается с допустимой усадкой, и делается заключение об исправности гидроцилиндра [84]. Однако, подобные испытания характеризуются большой трудоемкостью, так как требуют значительных однотипных предварительных испытаний для определения допустимой усадки штока.

В данной работе предлагается оценку герметичности гидроцилиндра проводить по величине усадки штока гидроцилиндра за определенное время, по которой определяется удельная утечка рабочей жидкости (принимая гипотезу, что усадка штока гидроцилиндра находится в определенном соотношении с величиной утечек рабочей жидкости), а по величине утечки – класс негерметичности уплотнений.

Количественная оценка усадки штока гидроцилиндра за определенное время может быть реализована при эксплуатации дорожных, строительных и подъемно-транспортных машин, например, при помощи лазерных систем (или простейшими методами с помощью линейки, набора щупов и вспомогательных приспособлений) при выдержке гидроцилиндра под определённой нагрузкой.

Таким образом, для определения текущего состояния уплотнений гидроцилиндра можно пользоваться взаимосвязью: «усадка штока – удельная утечка рабочей жидкости – класс негерметичности уплотнений».

## 2.7 Выводы по главе

1. Разработана пространственная динамическая модель, включающую численную модель грузоподъемного крана, реологическую модель грунта и модель шпальной выкладки, отражающая физическую картину деформирования системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт», учитывающая влияние шпальной выкладки, структуры грунта (пластических и упругих свойств) и действие инерционных нагрузок на опорный контур грузоподъемной машины. На основе результатов исследований динамической модели «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт»:

1.1. Определен характер контакта аутригеров со шпальными клетями и шпальных клеток с грунтовой поверхностью в динамическом режиме нагружения.

1.2. Получены временные зависимости реакций выносных опор ж.-д. грузоподъемной машины в процессе вращения с учетом свойств грунта, влияния шпальной выкладки и действия инерционных нагрузок.

1.3. Определено пространственное динамическое НДС грунтового массива при работе грузоподъемного ж.-д. крана.

1.4. Исследовано явление балансирования грузоподъемной машины на выносных опорах.

1.5. Исследовано явление удара выносной опоры о шпальную клетку на состояние грунта опорной площадки.

1.6. Определено пространственное НДС элементов опорного контура ж.-д. грузоподъемного крана в динамическом режиме нагружения.

1.7. Получена трансформация НДС подкрановой платформы грузоподъемной машины при смене опорного контура в процессе вращения крана.

2. Предложена математическая модель балансирования грузоподъемной машины на диагонально расположенных выносных опорах в процессе вращения поворотной части крана с грузом и неравномерном внедрении опорных элементов в грунт.

3. Исследована работа ж.-д. грузоподъемных кранов в кривых участках пути, особенностями которой являются:

3.1. Значительные горизонтальные составляющие реакций опор в начале установки крана при максимальном возвышении наружной рельсовой нити над внутренней.

3.2. Возможность смещения колесной пары ходовой тележки относительно рельсовой колеи после снятия крана с выносных опор.

4. Выделены четыре варианта установки грузоподъемного крана в кривых участках ж.-д. пути; составлены расчетные схемы, решены уравнения и определены зависимости смещения колес ходовой тележки платформы относительно головки рельса. Таким образом, регулировкой высоты шпальной клетки и длины опорного гидроцилиндра можно изменять смещение колеса относительно рельса в зависимости от конструктивного исполнения элементов крана, возвышения наружного рельса над внутренним и характера трения сопряженных элементов.

5. Исследован гидроцилиндр вывешивания грузоподъемного крана в трехмерной постановке. В исследованиях учтено совместное деформирование поршня, гильзы, штока, направляющей втулки, опорно-направляющих колец, уплотнений силового гидроцилиндра. Разработанные конечно-элементные модели позволяют производить анализ гидроцилиндров на прочность, устойчивость, герметичность и частоты собственных колебаний.

5.1. Установлены особенности взаимодействия сопряженных элементов гидроцилиндра в зависимости от варианта контактирования и от величины зазоров контактных пар.

5.2. Определены силы контакта и контактные напряжения взаимодействующих поверхностей элементов гидроцилиндра.

5.3. Определен характер контакта сопряженных элементов силового гидроцилиндра в динамическом режиме нагружения.

5.4. Установлена качественная картина изменения НДС гидроцилиндра во времени.

5.5. Определено влияния температурного режима гидравлического агрегата на несущую способность гидроцилиндра.

5.6. Исследована усталостная долговечность уплотнений гидроцилиндра.

5.7. Рассмотрен процесс утечки рабочей жидкости в результате радиального зазора сопряжения «поршень (направляющая втулка) – зеркало гильзы гидроцилиндра», вследствие износа уплотняемого узла, пластической деформации гильзы (направляющей втулки) и направляющих поясков поршня.

6. Предложена трехмерная, неравномерная по сечению сопряжения модель износа (радиального зазора) сопряженных элементов уплотнительного узла гидроцилиндра, позволяющая исследовать процесс утечки рабочей жидкости.

7. Предложена методика оценки герметичности гидроцилиндра, учитывающая взаимосвязь: «нагрузка на гидроцилиндр – число циклов работы уплотнений – неравномерный радиальный зазор сопряжений «поршень – гильза» и «направляющая втулка – шток» – величина перетечек рабочей жидкости – усадка штока»; «усадка штока – удельная утечка рабочей жидкости – класс негерметичности уплотнений». Приведенный анализ позволяет исследовать работу уплотнений любых форм и сечений, а также применим к анализу возвратно-поступательного движения штока.

8. Описанный подход разработки пространственной динамической модели, включающей численную модель грузоподъемного крана и реологическую модель грунта, применим ко всем типам свободно стоящим грузоподъемным машинам.

9. Разработанную реологическую модель грунтового основания можно применить (настроить) к различным типам податливого основания с определенной доработкой под его специфику.

10. Результаты исследования гидроцилиндра вывешивания грузоподъемного ж.-д. крана в трехмерной постановке, модель износа сопряженных элементов уплотнительного узла гидроцилиндра, методика оценки герметичности гидроцилиндра могут распространяться к гидроцилиндрам вывешивания всех типов свободно стоящих грузоподъемных машин.

## Глава 3 Экспериментальные исследования динамического нагружения грузоподъемного крана

### 3.1. Цели и задачи экспериментальных исследований

Целью экспериментальных исследований является исследование процесса трансформации ядра опирания грузоподъемного крана в результате вращения стрелового оборудования.

Исходя из цели, в задачи экспериментальных исследований входит:

- определение основных характеристик процесса трансформации ядра опирания грузоподъемного крана;
- создание численной модели автокрана адекватной реальному прототипу;
- идентификация параметров разработанной математической модели грузоподъемного крана реальному объекту;
- настройка разработанной реологической модели опорного основания в соответствии с условиями эксперимента;
- оценка сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований на численном прототипе и натурном ССК.

Для решения поставленных задач предусматривается проведение натурального эксперимента на пневмоколесном грузоподъемном автокране. Однако, методика проведения экспериментальных исследований грузоподъемного крана применима ко всем типам свободно стоящим грузоподъемным машинам.

Адекватность разработанной математической модели грузоподъемного крана является одним из подтверждений работоспособности и правомерности применения предложенных методик анализа грузоподъемных машин и их элементов. Мерой адекватности служат схождение количественных характеристик основных параметров исследуемого объекта, полученных экспериментально и с помощью численных вычислений. В качестве параметров исследуемого процесса трансформации ядра опирания грузоподъемного крана выбраны:

- временные зависимости реакций опор,

– временные зависимости действующих напряжений наружной поверхности гидроцилиндра и балки выносной опоры.

Данные о значении текущих реакций опор грузоподъемного крана могут быть получены прямым способом при помощи датчиков нагрузки и датчиков давления в полостях гидроцилиндров вывешивания или косвенным – при помощи перевода значения радиальной деформации стенки гидроцилиндра в величину реакций опоры по аналитическим зависимостям.

Радиальная деформация стенки гидроцилиндра в текущем исследовании определяется тензометрическим методом, который основан на изменении электрического сопротивления проводника при его растяжении или сжатии, названного тензоэффектом, основное уравнение которого [35, 71]:

$$\frac{\Delta R}{R} = K \frac{\Delta l}{l} = K\varepsilon, \quad (3.1)$$

где  $R$  – сопротивление базовой длины проводника;  $\Delta R$  – изменение сопротивления базы проводника;  $K$  – коэффициент тензочувствительности;  $l$  – длина проводника;  $\Delta l$  – изменение длины проводника;  $\varepsilon$  – деформация.

При линейном напряженном состоянии переход от относительной деформации к напряжениям в элементе осуществляется согласно:

$$\sigma = E\varepsilon, \quad (3.2)$$

где  $E$  – модуль упругости.

При плоском напряженном состоянии [71]:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_x + \mu\varepsilon_y), \quad \sigma_y = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_y + \mu\varepsilon_x), \quad \tau_{xy} = G\gamma_{xy}; \quad G = \frac{E}{2(1+\mu)}, \quad (3.3)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $G$  – модуль сдвига;  $\tau_{xy}$  – касательное напряжение;  $\gamma_{xy}$  – деформация сдвига.

Для регистрации изменения тока, пропорционального изменению сопротивления тензорезистора, применяется мостовая схема (мост Уитстона), имеющую высокую чувствительность и точность [53].

## 3.2. Методика проведения экспериментальных исследований

### 3.2.1 Тарировка тензометрической аппаратуры

В эксперименте использовалась следующая измерительная и регистрирующая аппаратура: универсальный переносной многоканальный измерительно-вычислительный комплекс МІС-026 производства научно-производственного предприятия "МЕРА" (НПП "МЕРА") (частота опроса тензорезистора 10 Гц); проволочные тензорезисторы 2ПКБ-20-200 В ТУ 25-06-1382-78 (одноэлементные тензорезисторы общего назначения, с прямоугольной решеткой из константановой проволоки; материал подложки – папиросная бумага; база 20 мм, номинальное сопротивление 200 Ом (фактическое (198,20 – 198,79) Ом), коэффициент тензочувствительности  $K = 2,10$ ) (рис. 3.1). В партии – 100 шт. Применяемый клей – «Супер Момент» (на основе этилцианакрилата).

Комплекс измерительно-вычислительный МІС-026 предназначен для сбора, преобразования, регистрации, обработки, передачи и представления информации датчиков и измерительных преобразователей в качестве элемента автоматических и автоматизированных многоканальных измерительных систем контроля и управления производственными и технологическими процессами в различных отраслях промышленности.



Рис. 3.1

а – Тензорезистор 2ПКБ-20-200 В; б – Комплекс МІС-026

Комплекс МІС-026 представляет собой приборный корпус, в котором установлены: крейт для установки измерительных модулей; объединительная плата; крейт-контроллер; блок питания.

Тензорезисторы подключаются по схеме «полумост» (с температурно-компенсированным датчиком). Такая схема исключает температурные погрешности от нагрева конструкции и соединительных проводов, что является достоинством данной схемы [53, 71].

С целью установки чувствительности тензометрической системы к измеряемой величине и проверки работы системы во всем диапазоне изменения входной величины предварительно до проведения эксперимента проводится тарировка измерительной аппаратуры. Для чего применяется консольная тарированная балочка равного сопротивления, работающая в условиях чистого изгиба [21, 53].

Деформации в точке расположения центра чувствительной решетки тензорезистора определяются согласно:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{M}{WE} = 6 \frac{PL}{bh^2E}, \quad (3.4)$$

где  $P$  – действующая изгибающая сила;  $b$  и  $h$  – геометрические размеры сечения балки в месте приложения силы;  $L$  – расстояние от места приложения силы до середины базы тензорезистора.

По результатам тарировки строится график, подтверждающий линейность измерительной характеристики системы в пределах модуля пропорциональности стали; для тарировки использовалось 5% тензорезисторов из одной партии.

Измерительный мост (количество включенных активных датчиков, их место в измерительном мосте), а также длина и тип соединительных проводов при тарировке такое же, как и в проводимом далее эксперименте; все используемые тензорезисторы из одной партии.

### 3.2.2 Проведение динамических испытаний

Экспериментальные исследования проводились на испытательной площадке организации ООО «ПЕТРОСЕРВИС – СДМ» (г. Санкт-Петербург),

специализирующейся на ремонте и обслуживанию подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин, на грузоподъемном автокране типа КС-45717 грузоподъемностью 25 тонн (рис. 3.2).



Рис. 3.2. Грузоподъемный кран типа КС-45717

Предварительно произведено (рис. 3.3 – 3.5):

1. Зачистка мест установки тензорезисторов до металлического блеска (т.1 – т.6).
2. Обезжиривание мест установки тензорезисторов.
3. Приклейка тензорезисторов (перпендикулярно продольной оси гидроцилиндра вывешивания 1 – 4 (на гидроцилиндр 1 тензорезистор т.1, на 2 – т.2, 3 – т.3, 4 – т.4); сверху (т.5) и снизу (т.6) на балке выносной опоры 1 в продольном направлении).
4. Проверка мультиметром целостности цепи и отсутствия короткого замыкания на металлоконструкцию.
5. Подключение тензорезисторов к измерительной и регистрирующей аппаратуре.

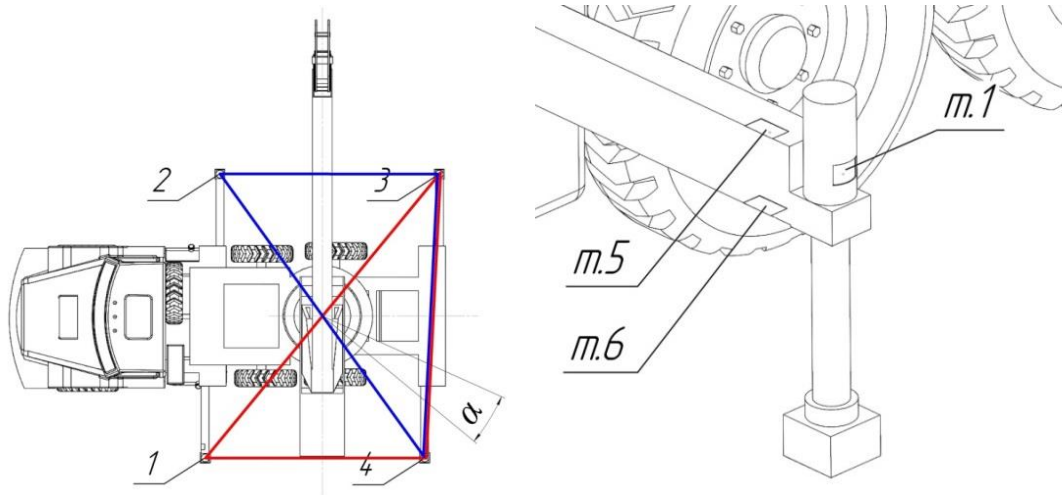


Рис. 3.3. Расчетная схема:

1 – 4 – гидроцилиндры вывешивания; т.1 – т.6 – места установки тензорезисторов



а

б

Рис. 3.4. Подготовка к эксперименту:

а – размещение тензорезисторов на опоре 1; б – размещение тензорезисторов на опоре 2



а

б

Рис. 3.5. Подготовка к эксперименту:

а – размещение тензорезисторов на опоре 4; б – измерительная и регистрирующая аппаратура

Режимы нагружения грузоподъемного крана: вылет 5 м, длина стрелы 9 м, масса контрольного груза 10 т., опорный контур (4,95x5,60) м. Грузоподъемный кран располагался на горизонтальной опорной поверхности; проводилось вращение платформы со стрелой в секторе  $\alpha$  в районе опоры 4 (рис. 3.3, 3.6). Уменьшение влияния случайных погрешностей на точность результатов обеспечивалось проведением серии ( $n = 5$ ) однотипных испытаний.



Рис. 3.6. Проведение эксперимента

В результате проведенных экспериментов получены графики, регистрируемые измерительно-вычислительным комплексом:

– временные зависимости действующих напряжений наружной поверхности гидроцилиндра и выносной балки, соответствующие тензорезисторам т.1– т.6.

### 3.2.3 Обработка полученных данных

Автокран типа КС-45717 оснащен четырьмя гидроцилиндрами вывешивания КС-45717.31.200-4 (ЦГ-125.100x580.55-02) (номинальное давление  $p = 16$  МПа).

Напряжения в наружной поверхности цилиндра от внутреннего давления жидкости [41]:

$$\sigma_{n-i} = 2p_i \frac{d_6^2}{d_n^2 - d_6^2}, \quad (3.5)$$

где  $d_в$  – внутренний диаметр (125 мм);  $d_н$  – наружный диаметр (145 мм);  $i$  – номер гидроцилиндра вывешивания.

Т.е.

$$p_i = \frac{\sigma_{n-i} \cdot (d_n^2 - d_6^2)}{2d_6^2}, \quad (3.6)$$

Определив  $p_i$ , находится продольная реакция:

$$R_i = S \cdot p_i = \pi \cdot \frac{d_6^2}{4} \cdot p_i, \quad (3.7)$$

Полученные при пересчете напряжений наружной поверхности гидроцилиндра экспериментальные данные реакций опор при вращении стрелового оборудования с целью обработки сводятся в таблицу 3.1 с шагом 0,1 с.

Таблица 3.1. Экспериментальные данные реакций опор

№ опоры	Время $t$ , с						
	0	0,1	0,2	...	...	...	...
1	$R_{1-0-1}$	$R_{1-0,1-1}$	$R_{1-0,2-1}$	...	...	...	...
	$R_{1-0-2}$	$R_{1-0,1-2}$	$R_{1-0,2-2}$	...	...	...	...
	$R_{1-0-3}$	$R_{1-0,1-3}$	$R_{1-0,2-3}$	...	...	...	...
	$R_{1-0-4}$	$R_{1-0,1-4}$	$R_{1-0,2-4}$	...	...	...	...
	$R_{1-0-5}$	$R_{1-0,1-5}$	$R_{1-0,2-5}$	...	...	...	...
2	...	...	...	...	...	...	...
3	...	...	...	...	...	...	...
4	...	...	...	...	...	...	...

Обработка результатов проводилась согласно теории вероятности и математической статистике [22, 35] по обработке результатов прямых измерений согласно следующему алгоритму:

1. Вычисляется среднее арифметическое значение реакции из  $n$  измерений:

$$\bar{R} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n R_j, \quad (3.8)$$

2. Находятся случайные отклонения результатов наблюдений:

$$\bar{R} - R_j, \quad (3.9)$$

3. Вычисляются квадраты случайных отклонений результатов наблюдений:

$$(\bar{R} - R_j)^2, \quad (3.10)$$

4. Определяется среднеквадратичная ошибка среднего арифметического:

$$\sigma_{\bar{R}} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{j=1}^n (\bar{R} - R_j)^2}, \quad (3.11)$$

5. Задается значение надежности  $P = 0,95$ .

6. Определяется коэффициент Стьюдента  $t_{\alpha,n}$  для заданной надежности  $P = 0,95$  и числа произведенных измерений  $n = 5$ .  $t_{\alpha,n} = 2,776$ .

7. Определяется доверительный интервал:

$$\Delta R = t_{\alpha,n} \cdot \sigma_{\bar{R}}, \quad (3.12)$$

8. Сравнивается погрешность  $\Delta R$  с погрешностью прибора  $\Delta R_{\text{п}}$ .  $\Delta R \gg \Delta R_{\text{п}}$ , следовательно,  $\Delta R_{\text{п}}$  – пренебрегаем.

9. Определяется относительная погрешность:

$$\delta = \frac{\Delta R}{\bar{R}} 100\%, \quad (3.13)$$

10. Итого:  $R = (\bar{R} \pm \Delta R)$  кН при  $P = 0,95$ ,  $\delta$  %.

Проведя автоматизированный анализ согласно описанному алгоритму для всех четырех опор при вращении стрелового оборудования, в программе Mathcad [37, 89, 103] получены временные зависимости реакций опор (рис. 3.7), напряжений наружной поверхности гидроцилиндра и балки выносной опоры (рис. 3.8).

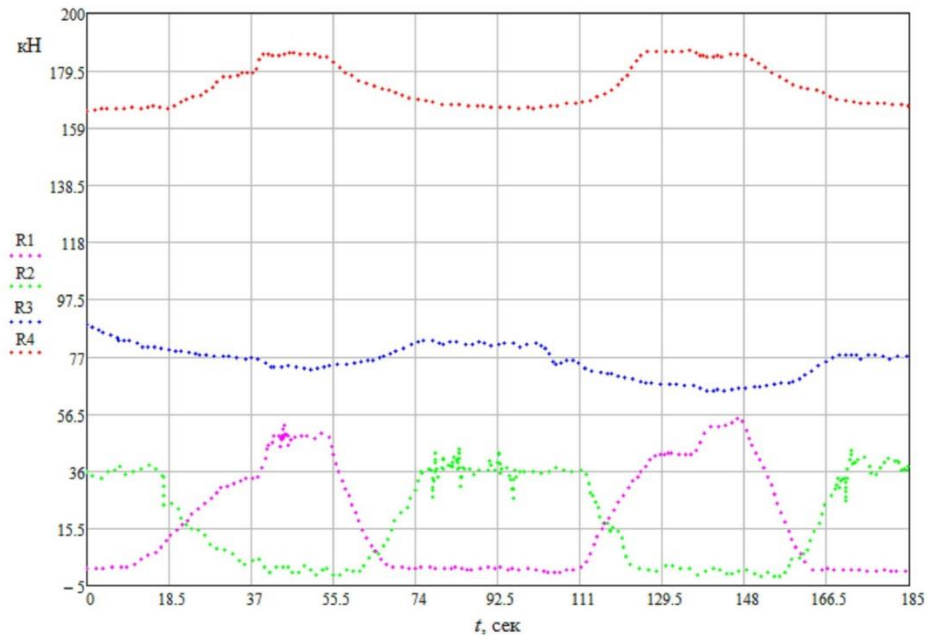


Рис. 3.7. Временные зависимости экспериментальных значений реакций опор 1, 2, 3, 4 – номера выносных опор (гидроцилиндров вывешивания)

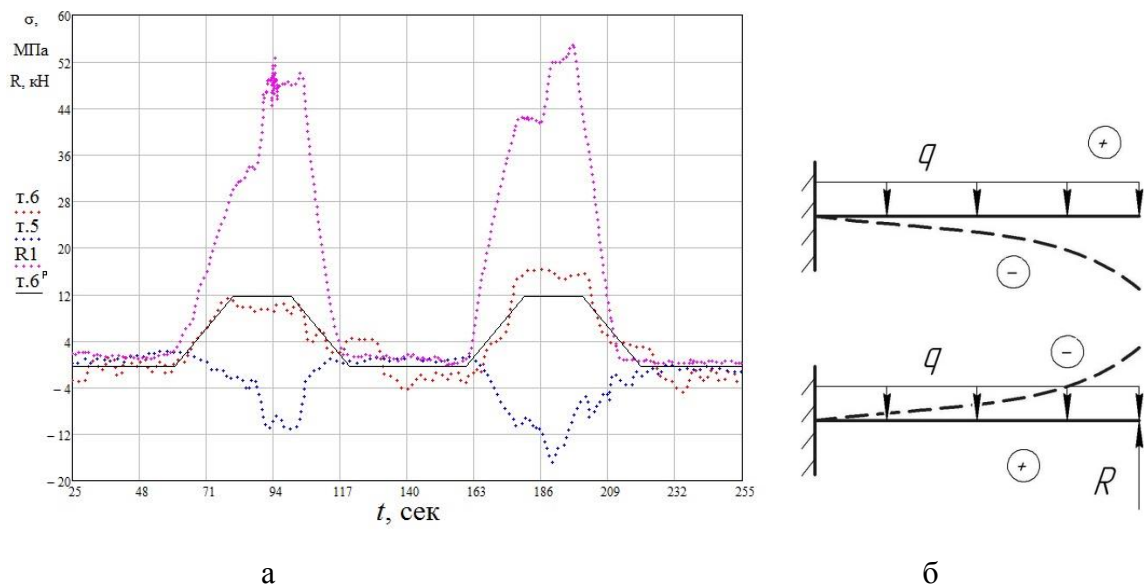


Рис. 3.8

а – Временные зависимости: напряжений балки для т.5, т.6 (экспериментальные данные), т.6<sup>р</sup> (расчетные данные); реакции опоры 1 (R1);

б – Расчётные схемы ( $q$  – нагрузка от веса выносной опоры,  $R$  – реакция опоры)

В соответствии с полученными данными реакций опор можно сделать вывод, что в результате вращения платформы в секторе  $\alpha$  происходила трансформация опорного контура грузоподъемного крана с опорного контура «2-

3-4» на «3-4-1» и обратно с «3-4-1» на «2-3-4»; по характеру амплитудных значений реакций опор 1 и 2 можно заключить, что трансформация опорного контура сопровождалось ударом опорных плит об опорную поверхность (рис. 3.3, 3.7). В связи с этим можно предположить о наличии небольшой неравномерности опорного основания (или просадки), однако провести натурный эксперимент при значительной просадке с ее замером не представляется возможным, так как высок риск потери устойчивости грузоподъемной машины с грузом близким к предельному в соответствии с грузовысотной характеристикой крана.

Напряжений балки для т.5 (верхний пояс балки выносной опоры), т.6 (нижний пояс балки выносной опоры) носят знакопеременный характер, что свидетельствует о разгрузке опоры 1 в процессе вращения платформы, так как при отсутствии реакции (или реакции, близкой к 0) опоры 1 верхний пояс балки «растягивается» (напряжения «+»), нижний – «сжимается» («-»), а при действии значительной опорной реакции верхний пояс балки «сжимается» (напряжения «-»), нижний – «растягивается» («+») (рис. 3.8).

### **Определение энергетической картины реакций опор**

Характер колебаний несущих элементов конструкции под действием внешних нагрузок в значительной степени отражают энергетику процессов, протекающих в исследуемом объекте в целом [92]. Изменение характера контактирования (направления тензора напряжений и др.) сопряженных компонентов конструкции соответственно влечет изменения в энергетической картине процессов. Таким образом, текущее состояние исследуемого объекта представляется возможным оценивать с помощью энергетической картины процессов взаимодействия контактирующих элементов конструкции между собой.

Поэтому с целью исследования изменений реакций опор при балансировании грузоподъемного крана была определена энергетическая картина реакций выносных опор; для обработки данных применяется система математического моделирования Matlab. Определение энергетической картины заключается в:

- оценке плотности исходной выборки методом непараметрического сглаживания (ядерная оценка плотности) (рис. 3.9);
- построение спектрограммы исходного сигнала-функции методом кратковременного оконного преобразования Фурье с использованием окна Кайзера (рис. 3.10).

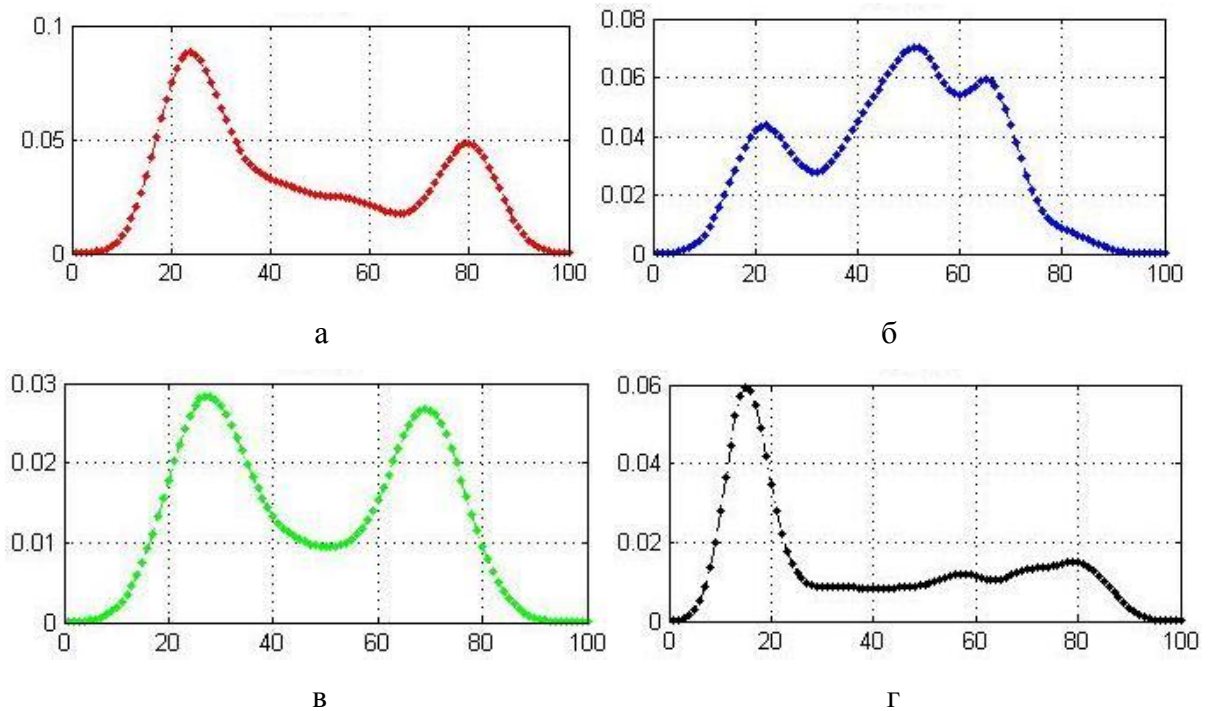


Рис. 3.9. Плотности реакций опор:

а –  $R_4$ ; б –  $R_3$ ; в –  $R_2$ ; г –  $R_1$

Спектрограмма строится в плоскости время-частота, при этом уровень частотных составляющих сигнала задается цветом (спектральная плотность мощности (PSD)), по которым определяются наиболее энергонасыщенные частоты, на которых происходит наибольшая энергетическая активность процессов в конструкции. Их выявление крайне значимо, поскольку энергонасыщенные частоты в наибольшей степени обуславливают текущее состояние и отражают любые изменения энергетической картины. При этом, спектрограммы со скользящим временным окном позволяют отчетливо выделять особенности сигнала во временной области и позволяют оценивать параметры



### 3.3 Оценка сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований

С целью подтверждения адекватности разработанной концепции математической модели динамики работы грузоподъемного крана была создана по алгоритму, описанному в «Главе 2» текущей работы, трехмерная численная модель грузоподъемного крана типа КС-45717 (рис. 3.11).

Далее проводится настройка элементов разработанной реологической модели опорного основания (вязких элементов (демпферов) и упругих пружин моделей Кельвина-Фойгта) («Глава 2» текущей работы) в соответствии с условиями эксперимента.

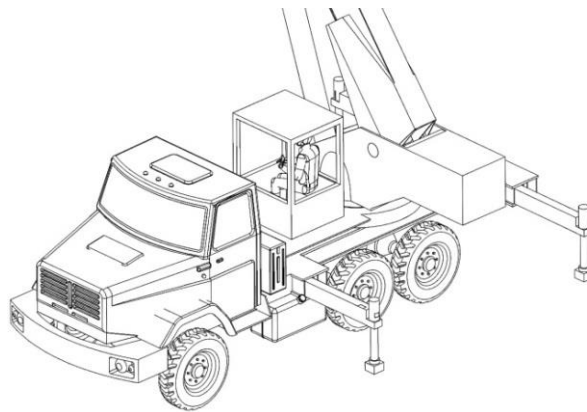


Рис. 3.11. Численная модель грузоподъемного крана типа КС-45717

На разработанной численной модели грузоподъемного крана (рис. 3.11) были проведены численные эксперименты с начальными условиями, аналогичными реальному эксперименту с последующим сравнением полученных данных численных и реальных экспериментов (рис. 3.12).

Сравнительный анализ полученных результатов показал, что сходимость экспериментальных и теоретических данных по критерию  $\lambda$  А. Н. Колмогорова [34] для реакций опор ( $R_i, i = 1 \dots 4$ )  $P(\lambda_{R1}) = 0,91, P(\lambda_{R2}) = 0,86, P(\lambda_{R3}) = 0,95, P(\lambda_{R4}) = 0,89$ , а по критерию  $\chi^2$  К. Пирсона [31]  $P(\chi^2_{R1}) = 0,80, P(\chi^2_{R2}) = 0,74, P(\chi^2_{R3}) = 0,84, P(\chi^2_{R4}) = 0,77$ .

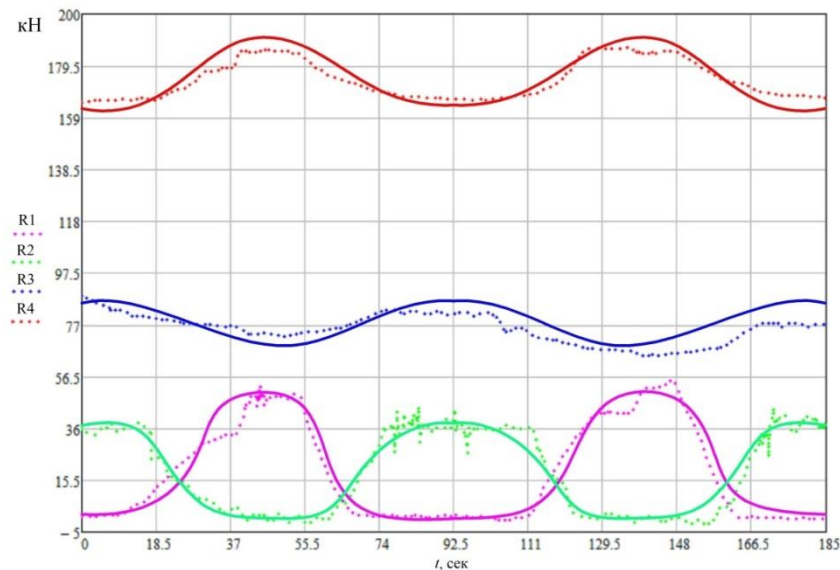


Рис. 3.12. Сравнение реакций опор при пересчете экспериментальных напряжений наружной поверхности гидроцилиндра (прерывистая линия) с реакциями опор, полученных численным методом (сплошная линия)

Полученную погрешность можно считать допустимой для решения задач, поставленных в работе, по исследованию сложного нелинейного динамического процесса. Таким образом, была доказана адекватность разработанной математической модели грузоподъемного крана, которую можно использовать для дальнейших исследований.

### 3.4 Выводы по главе

1. В результате проведенных экспериментальных исследований динамического нагружения грузоподъемного крана получены временные зависимости реакций опор, действующих напряжений наружной поверхности гидроцилиндра и балки выносной опоры в процессе вращения поворотной платформы крана. В соответствии с полученными данными реакций опор можно сделать вывод, что в результате вращения стрелового оборудования в проводимом эксперименте происходила трансформация опорного контура грузоподъемного крана – последовательное циклическое нагружение одних опор и разгрузка других опор.

2. Экспериментально подтверждена адекватность разработанной трехмерной численной модели грузоподъемного крана.

3. Сходимость результатов теоретических и экспериментальных исследований подтверждает разработанную концепцию математической модели динамики работы грузоподъемного крана на примере автокрана типа КС-45717. Описанный подход разработки численной модели грузоподъемного крана в «Главе 2» текущей работы применим ко всем типам свободно стоящим грузоподъемным машинам.

#### **Глава 4 Разработка системы управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины на основе адаптивной системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS)**

Так как на грузоподъемный кран действует значительное количество внешних и внутренних факторов (в том числе случайных возмущений), то создание универсальной аналитической расчетной схемы представляет существенные трудности. Наиболее же полный анализ исследуемого объекта возможен только при использовании методов численного моделирования, позволяющих рассматривать достаточное большое количество действующих факторов, а также учитывать природу происхождения таких факторов [36]. Однако в этом случае возникает сложность формализации и применения результатов моделирования на практике. Решением этого может служить – создание интеллектуальной системы управления и анализа текущего состояния объекта исследования на основе нейро-нечеткого вывода. Это возможно благодаря тому, что математический аппарат теории нечетких множеств позволяет достаточно хорошо описывать сложную нелинейную зависимость и адекватно учитывать имеющиеся неопределенности многоуровневой иерархической системы [3, 49, 97]. Поэтому в работе применяется численное моделирование в сочетании с аналитическими методами анализа и методами систем интеллектуального управления. В данном случае проводятся исследования для конкретного грузоподъемного крана – Сокол 80.01, результаты которых можно распространить и на другие типы грузоподъемных машин, что в дальнейшем позволит создать универсальную методику исследования текущего состояния грузоподъемных машин.

Система управления и анализа текущего состояния грузоподъемным краном основана на адаптивной системе нейро-нечеткого вывода (ANFIS, Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System), реализованной в пакете Fuzzy Logic Toolbox программы Matlab [49, 106, 111]. С одной стороны гибридная сеть ANFIS представляет собой нейронную сеть, а с другой – систему нечеткого вывода типа Сугено (Sugeno)

нулевого или первого порядка [49]. Таким образом, ANFIS сочетает в себе принципы нейронных сетей с принципами нечеткой логики.

Разработка и исследование интеллектуальных систем управления дорожными и строительными машинами на основе математического аппарата нечеткой логики и нейронных сетей приводились в работах [23, 24, 29]. Авторы данных работ отмечают, что «Использование методов интеллектуального управления сложными нелинейными динамическими системами и применение нейросетевых технологий для решения проблем идентификации следует рассматривать как новую ступень в развитии математического моделирования исследуемых процессов» [29].

Процесс построения и использования нейро-сетевых моделей состоит из следующей последовательности действий: определение типа и структуры нейронной сети; обучение нейронной сети на основе имеющейся информации, полученной экспериментальным и/или аналитическим путем; отладка работы нейронной сети; применение обученной нейронной сети для решения поставленных задач [49, 112].

Структура ANFIS представляет собой многослойную сеть с несколькими входами и одним выходом, каждый слой которой реализует определенный этап нечеткого вывода (рис. 4.1) [49, 106]. Назначение слоев (рис. 4.1) следующее: первый слой – термы входных переменных; второй слой – antecedentes (посылки) нечетких правил; третий слой – нормализация степеней выполнения правил; четвертый слой – заключения правил; пятый слой – агрегирование результата, полученного по различным правилам [49, 106].

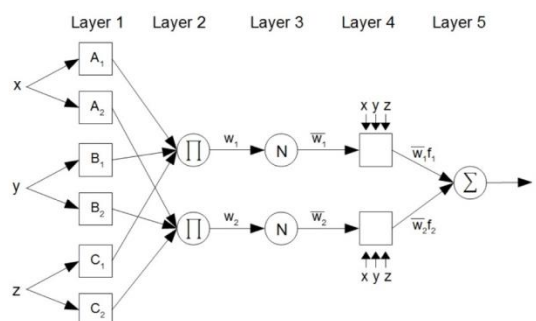


Рис. 4.1. Структура системы ANFIS [49]

До разработки нейро-нечеткой сети проводится ряд следующих процедур:

– разработанная комбинированная пространственная динамическая модель, включающая численную модель грузоподъемного крана, реологическую модель грунта и модель шпальной выкладки, которая позволяет учесть свойства опорного основания, инерционную нагрузку и податливость металлоконструкции в пространстве, настраивается согласно аналитическим исследованиям («Глава 2» текущей работы) и результатам эксперимента («Глава 3» текущей работы).

– проводится серия исследований на разработанной модели при различных сочетаниях действующих нагрузок, в том числе предельных (табл. 4.1).

Таблица 4.1. Фактор – реакция – анализ системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт»

1	Факторы, влияющие на систему	Не изменяемые факторы $F_{const}$	Свойства и исполнение узлов и элементов грузоподъемного крана.
		Изменяемые (варьируемые) факторы $F_{var}$	Скорость вращения поворотной платформы, вылет, масса груза, высота подвеса груза, угол наклона стрелы, угол поворота поворотной платформы, свойства грунта опорного основания.
2	Реакция (отклик) системы $R_i$	Угол наклона платформы, вертикальная составляющая реакции выносных опор, горизонтальные составляющие реакции выносных опор, просадка опор, перемещение оголовка телескопической стрелы, величина утечек (перетечек) рабочей жидкости гидросистемы, усадка штока гидроцилиндра, отклонение от прямолинейности оси стрелы (в/из плоскости стрелы), изменение положения (отклонение) груза, НДС узлов и элементов.	
3	Анализ текущего состояния системы	Оценка устойчивости грузоподъемного крана в целом; прочности и устойчивости отдельных узлов и элементов конструкции в частности, Прогнозирование параметров рассматриваемой системы.	

Анализ текущего состояния грузоподъемной машиной включает в себя: оценку устойчивости грузоподъемного крана в целом; оценку прочности и устойчивости отдельных узлов и элементов конструкции в частности; прогнозирование наиболее полной качественной динамики системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт».

Оценка устойчивости грузоподъемного крана осуществляется на основе определение текущего положения центра тяжести грузоподъемного средства, реализованная при помощи «Программы контроля и управления грузовой и собственной устойчивостью транспортного средства» [68].

Определение текущего положения центра масс ССК (рис. 4.2) осуществляется при помощи измерения давления в поршневых полостях гидроцилиндров вывешивания. Полученные данные давлений рабочей жидкости заносятся в соответствующие ячейки двумерной специальной матрицы, которые соответствуют местоположению гидроцилиндров. Далее определяется номер ячейки матрицы, соответствующий текущему положению проекции центра масс (далее – ПЦМ) системы на плоскость опирания в пределах опорного контура [68].

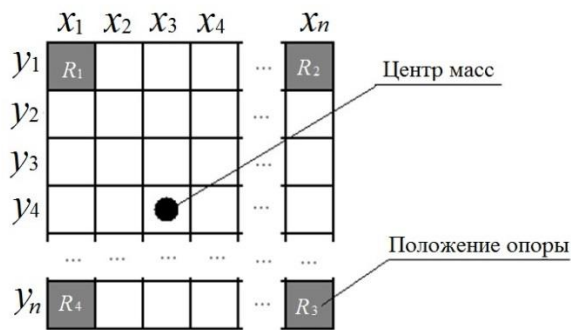


Рис. 4.2. Матрица значений ПЦМ

Считая реакции опор материальными точками, где сосредоточена определенная часть массы ССК, определяется текущее положение ПЦМ крана согласно следующему выражению [10, 62]:

$$x_{\text{ЦМ}} = \left( \sum_{i=1}^n m_i x_i \right) \left( \sum_{i=1}^n m_i \right)^{-1}, \quad y_{\text{ЦМ}} = \left( \sum_{i=1}^n m_i y_i \right) \left( \sum_{i=1}^n m_i \right)^{-1}, \quad (4.1)$$

где:  $m_i$  – массы материальных точек, входящих в систему;  $x_i, y_i$  – координаты материальных точек системы;  $x_{\text{ЦТ}}, y_{\text{ЦТ}}$  – координаты центра масс системы;  $n$  – количество материальных точек.

В формуле (4.1) вместо масс  $m_i$  допускается использование значений давления рабочей жидкости в гидроцилиндрах вывешивания  $R_i$ , а вместо  $\sum_{i=1}^n m_i$  – суммарное давление всех опорных гидроцилиндров.

Общим случаем опирания грузоподъемной машины является опирание на три выносные опоры – ядро опирания, ограниченное двумя ребрами опрокидывания и диагональным ребром опорного контура [8]. В процессе вращения поворотной платформы, в случае неравномерного внедрения выносных опор в грунт, происходит циклически повторяющийся процесс трансформации ядра опирания крановой установки, сопровождающийся ударами оголовка штока гидроцилиндра о подпятник, приводящими к осадке диагонально расположенных опор, что уменьшает надежность эксплуатации грузоподъемного крана. Поэтому требуется снижение скорости вращения поворотной платформы при приближении ПЦМ к диагоналям опорного контура.

Далее разрабатывается система управления скоростью вращения поворотной платформы и контроля подхода ПЦМ к диагональным ячейкам и к ячейкам-ребрам опрокидывания при помощи нечеткой логики и теории нечетких множеств. С этой целью применяется специальный пакет Fuzzy Logic Toolbox среды Matlab [25, 116].

В процессе работы разработанной системы формируется область гарантированной устойчивости грузоподъемной машины – ядро опирания. При подходе ПЦМ к диагональным ячейкам рабочие скорости оборудования снижаются. В случае выявления приближения ПЦМ к ребру опрокидывания система блокирует механизмы грузоподъемного крана.

Оценка прочности отдельных узлов и элементов конструкции осуществляется согласно энергетической теории прочности и по результатам исследований, проводимых в «Главе 2» текущей работы. Согласно энергетической теории, во многих случаях хорошо согласующейся с опытными данными, для пластичных материалов опасное состояние наступает при достижении удельной потенциальной энергии изменения формы некоторого

опасного значения, определяемого опытным путем для одноосного напряженного состояния [21].

Прогнозирование динамики системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» осуществляется по разработанному алгоритму, схематично представленному на рисунке 4.3.

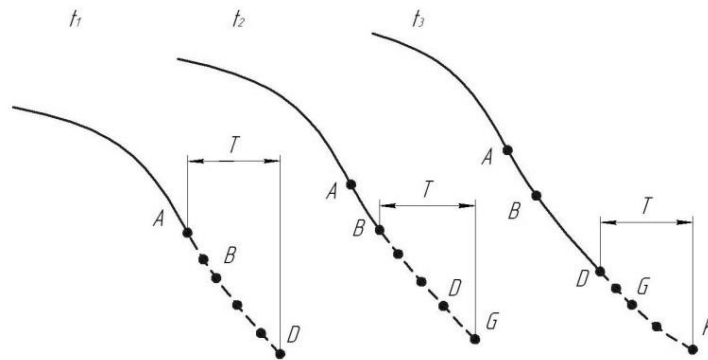


Рис. 4.3. Схема прогнозирования системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт»

\* сплошной линией обозначена текущая реакция, пунктирной – прогнозируемая реакция

Данный алгоритм реализован при помощи структуры ANFIS, обученной соответствующим способом: каждой реакции системы соответствует реакция системы через определенный заданный период ( $T$ ) при определенном сочетании параметров нагружения системы: в момент времени  $t_1$  текущей реакции, обозначенной точкой A, соответствует прогнозируемая реакция, обозначенная точкой D; для момента времени  $t_2$ : B – G; для момента времени  $t_3$ : D – K; и тд. (рис. 4.3).

Совокупность соответствий «1 – 2 – 3» таблицы 4.1 представляет собой базу данных обучения системы программного управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины, включающую как штатный, так и внештатный режим нагружения (рис. 4.4). Каждому фактору или совокупности факторов («1») соответствует определенная реакция / реакции системы («2»); каждой реакции или сочетанию реакций («2») соответствует определенная оценка текущего и будущего состояния грузоподъемной машины («3») (табл. 4.1, рис.

4.4). Различные изменения параметров нелинейной системы, к которой относится ССК, могут привести к резкому изменению аттрактора системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт». Поэтому с целью прогнозирования наиболее полной качественной динамики нелинейной системы необходимо рассмотреть по возможности все возможные варианты сочетаний нагрузок, в том числе предельных и внештатных.

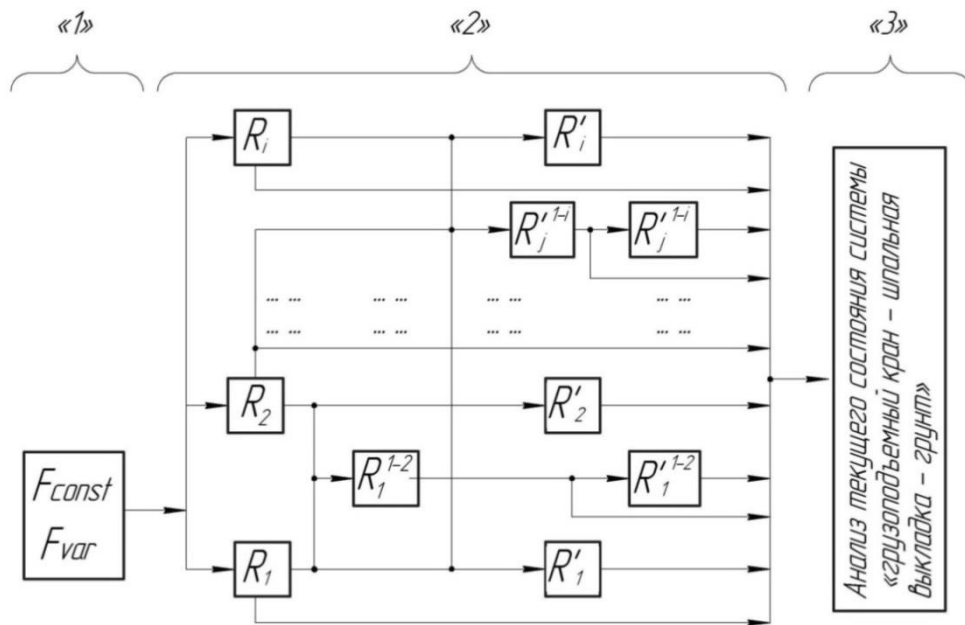


Рис. 4.4. Алгоритм работы системы программного управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины

Разработанная система представляет собой совокупность последовательно и параллельно соединенных структур нейро-нечеткого вывода ANFIS. При последовательном соединении выходные данные предыдущей структуры являются входными для последующей структуры ANFIS.

Таким образом, при описанном подходе модель системы программного управления краном основывается как на экспериментальной информации, так и на результатах численных экспериментов.

Так как разработанный комплекс по факторам, влияющим на рассматриваемую систему «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт», определяет реакцию данной системы, то, следовательно, по анализу реакции

(отклику) системы можно определять степень влияния отдельного действующего фактора или совокупности факторов.

### Пример работы разработанной системы решения задачи управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины

Рассмотрим в качестве примера следующий случай: изменяемые факторы ( $F_{var}$ ) – угол поворота поворотной платформы ( $\alpha$ , °), свойства грунтового основания ( $C$ , кН/мм); отклик системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт»: угол наклона платформы ( $\beta$ , °), вертикальная составляющая реакции выносных опор ( $R_y^j$ ,  $j = 1 \dots 4$ , кН), горизонтальные составляющие реакции выносных опор ( $R_x^j$ ,  $R_z^j$ ,  $j = 1 \dots 4$ , кН), просадка выносных опор ( $h^j$ ,  $j = 1 \dots 4$ , мм); НДС гильзы ( $\sigma_{оп}^j$ ,  $j = 1 \dots 4$ , МПа) и перемещение оголовка штока гидроцилиндра вывешивания ( $s^j$ ,  $j = 1 \dots 4$ , мм) (рис. 4.5).

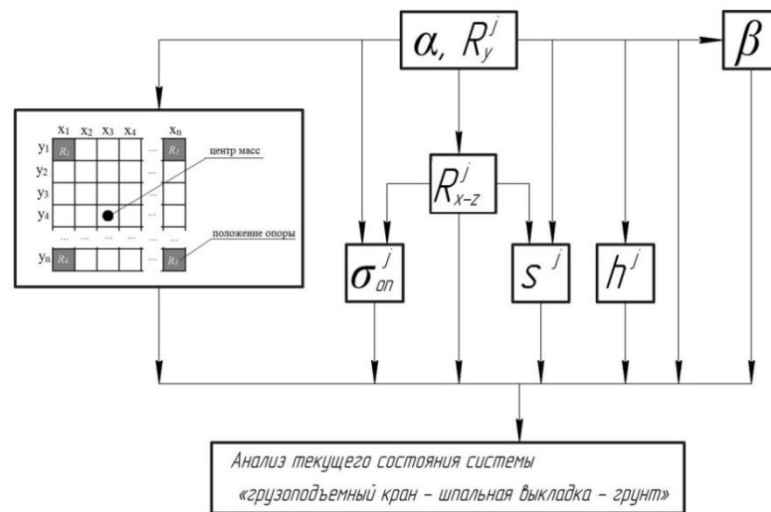


Рис. 4.5. Алгоритм работы системы программного управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины

Алгоритм разработанной системы следующий (рис. 4.5):

– согласно обучающим данным по углу поворота поворотной платформы  $\alpha$  и по значениям датчиков давления, соответствующим реакциям выносных опор  $R_y^j$ , определяются и прогнозируются горизонтальные составляющие реакции  $R_x^j$ ,

$R_z^j$ , результирующая реакция опоры  $R^j$ , угол наклона поворотной платформы  $\beta$ , величина просадки опор  $h^j$ ;

– по совокупности вертикальных и горизонтальных составляющих реакций определяется и прогнозируется: НДС гильзы  $\sigma_{оп}^j$  и перемещение оголовка штока  $s^j$  гидроцилиндра;

– при помощи специальной матрицы (рис. 4.2) осуществляется контроль устойчивости грузоподъемного крана;

– по совокупности  $R_y^j$ ,  $R_x^j$ ,  $R_z^j$ ,  $\beta$ ,  $h^j$ ,  $\sigma_{оп}^j$ ,  $s^j$  и положению центра тяжести ССК осуществляется управление и анализ текущего состояния системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт».

После загрузки обучающей выборки в ANFIS выбирается способ генерирования системы нечеткого логического вывода: метод решетчатого разбиения (без кластеризации), согласно которому функции принадлежности нечетких термов равномерно распределяются внутри диапазона изменения данных [49, 116].

Далее задается число и тип функций принадлежности входных и выходных данных; выбирается метод обучения гибридной сети – гибридный; устанавливается уровень ошибки обучения (0) и задается количество циклов обучения (100); загружаются тестовые данные, которые используются для тестирования построенной гибридной сети с целью проверки качества функционирования построенной гибридной сети [49].

При необходимости визуально представить процесс нечеткого вывода, можно воспользоваться программой просмотра правил и программой просмотра поверхности системы нечеткого вывода. Это позволяет визуализировать результаты нечеткого вывода и получить зависимости значений выходных переменных от значений входных переменных.

Программное управление проводит анализ системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» на основе показаний датчиков давления, установленных в поршневых полостях гидроцилиндров вывешивания, и обученной системы нейро-нечеткого вывода ANFIS. Результат управления и

анализа текущего состояния грузоподъемного крана в динамическом режиме нагружения представляет собой:

- отслеживание и контроль центра тяжести грузоподъемной машины в пределах опорного контура (рис. 4.6, а);
- контроль и управление скоростью вращения поворотной платформы (рис. 4.6, б);
- непрерывный контроль и прогнозирование реакции выносной опоры по всем составляющим (рис. 4.7);
- непрерывный контроль и прогнозирование НДС гильзы гидроцилиндра вывешивания (рис. 4.8, а);
- непрерывный контроль и прогнозирование деформаций штока гидроцилиндра (рис. 4.8, б);
- непрерывный контроль и прогнозирование угла наклона платформы;
- определение величины просадки каждой выносной опоры (рис. 4.9);
- сигнализация в случае превышения контролируемыми параметрами установленных предельных значений.

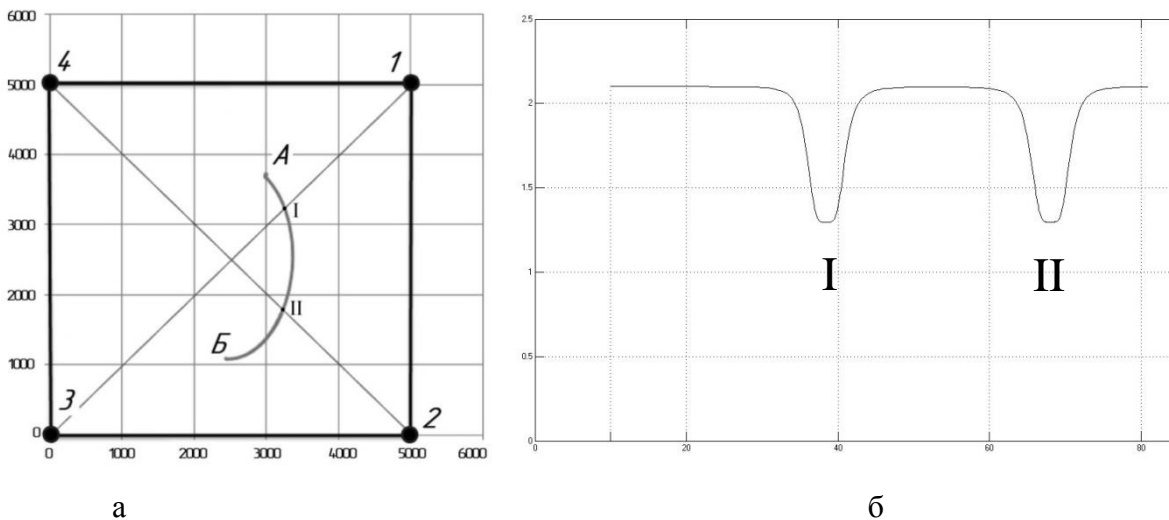


Рис. 4.6

а – Траектория движения ПЦМ ССК в плане; б – Скорость вращения поворотной платформы  
 А – начальное положение; Б – конечное. I, II – моменты перехода ПЦМ через диагонали.

Выносные опоры обозначены цифрами 1 – 4

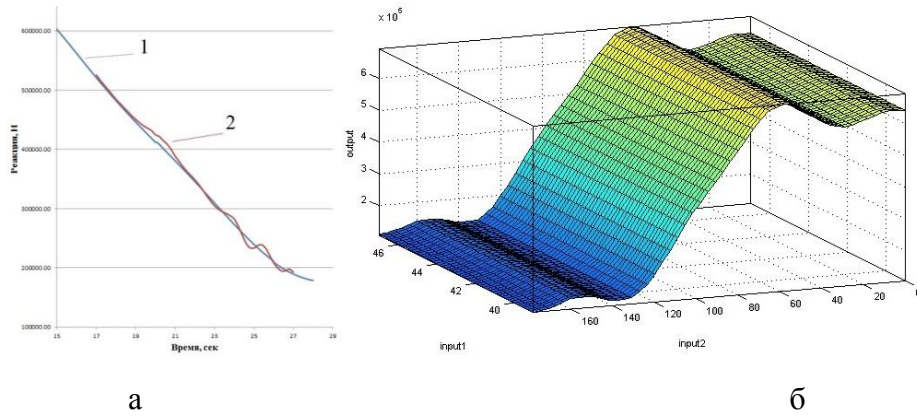


Рис. 4.7. Результат управления и анализа текущего состояния грузоподъемного крана:  
 а – пример сравнения текущей реакции выносной опоры (1) и прогнозируемой реакции (2); б – поверхность реакции выносной опоры (output, Н), сгенерированной системы нечеткого вывода, в зависимости от угла поворота платформы (input2, °) и жесткости основания (input1, кН/мм)

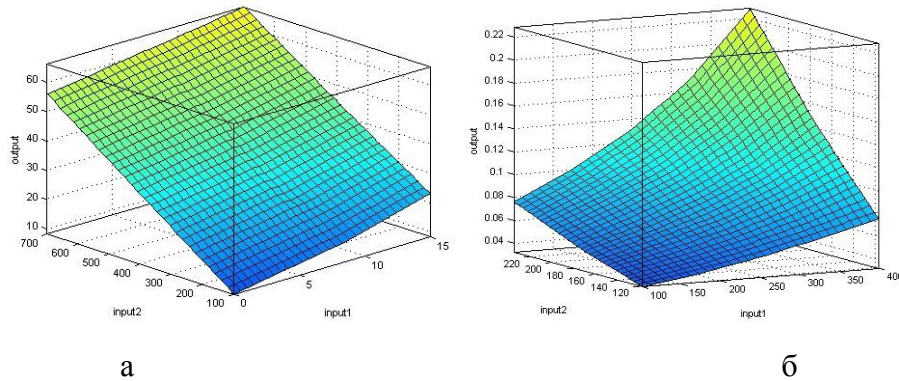


Рис. 4.8. Примеры поверхностей, сгенерированной системы нечеткого вывода:  
 а – поверхность напряжений гильзы гидроцилиндра (output, МПа) в зависимости от текущей вертикальной (input2, кН) и горизонтальной реакции выносной опоры (input1, кН); б – поверхность перемещений оголовка штока (output, мм) в зависимости от хода поршня (input1, мм) и нагрузки (input2, кН)

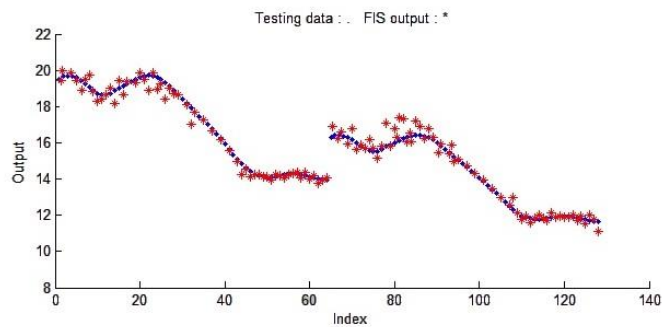


Рис. 4.9. Определение величины просадки опоры (output, мм)

\* голубая точка (.) – тестирующая выборка; красная звездочка (\*) – результаты моделирования

### Выводы по главе

1. Разработанная система управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины на основе адаптивной системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS):

1.1. Является достаточно гибкой, что позволяет непрерывно дополнять и усовершенствовать существующую базу данных.

1.2. При составлении достаточно большой базы данных, учитывающей по возможности весь спектр влияющих на систему «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт» факторов, представляется возможным определение и прогнозирование всех реакций (откликов) данной системы: НДС всех элементов металлоконструкции и опорного основания, перетечек рабочей жидкости, усадку штока гидроцилиндра, изменение положения (отклонение) груза, перемещение оголовка телескопической стрелы и др..

1.3. Может осуществлять непрерывный контроль устойчивости грузоподъемной машины и управление исполнительными механизмами крана.

1.4. Позволяет подобрать оптимальные параметры работы грузоподъемного крана в различных производственных условиях (в зависимости от типа грунта, вида и характера нагружения, особенностей конструкции грузоподъемного крана).

1.5. Может быть использована для определения оптимальных режимов работы объекта, предельных значений параметров системы и пр., и для разработки сценариев принятия оптимальных решений в сложных производственных условиях в текущий момент времени.

2. Разработанная система посредством нейро-нечеткого вывода, обученная на основе анализа моделирования внештатных режимов нагружений, способна распознавать и прогнозировать различные критические ситуации.

3. Недостатком разработанной системы является необходимость наличия значительного объема обучающих данных и их всевозможных комбинаций, что повышает размерность задачи. Следовательно, это может потребовать существенных ресурсов ЭВМ.

## Заключение

В работе выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований по решению научной задачи анализа взаимодействия опор грузоподъемного крана с грунтом опорного основания и обеспечения работоспособности конструктивных элементов крана, находящегося в динамическом режиме нагружения. При этом полученные результаты и разработанные математические модели могут распространяться ко всем типам свободно стоящим грузоподъемным машинам, расположенным на податливом основании.

Тем не менее, значительное многообразие факторов динамического нагружения рабочих органов дорожных, колесных, строительных, гусеничных, подъемно-транспортных и горных машин и взаимодействия их конструктивных элементов между собой и с контактной средой в трехмерной постановке задачи требует проведения отдельных дополнительных комплексных исследований, что в совокупности позволит расширить и повысить степень достоверности результатов исследований.

Основными результатами исследований, выполненных в диссертационной работе, являются:

1. Разработана пространственная динамическая модель, включающую численную модель грузоподъемного крана, реологическую модель грунта и модель шпальной выкладки, отражающая физическую картину деформирования системы «грузоподъемный кран – шпальная выкладка – грунт», учитывающая влияние шпальной выкладки, структуры грунта (пластических и упругих свойств) и действие инерционных нагрузок на элементы опорного контура грузоподъемной машины. По результатам исследований разработанной динамической модели получены графические и аналитические зависимости взаимодействия элементов данной системы между собой. Разработанная реологическая модель грунта применима ко всем типам свободно стоящим грузоподъемным машинам, расположенным на грунтовом основании.

2. Предложена математическая модель балансирования грузоподъемной машины на диагонально расположенных выносных опорах в процессе вращения поворотной части крана с грузом и неравномерном внедрении опорных элементов в грунт.

3. Исследована работа ж.-д. грузоподъемных кранов в кривых участках пути, особенностями которой являются: значительные горизонтальные составляющие реакций опор в начале установки крана при максимальном возвышении наружной рельсовой нити над внутренней; возможность смещения колесной пары ходовой тележки относительно рельсовой колеи после снятия крана с выносных опор. Выделены четыре варианта установки грузоподъемного крана в кривых участках ж.-д. пути; составлены расчетные схемы, решены уравнения и определены зависимости смещения колес ходовой тележки платформы относительно головки рельса.

4. Установлены закономерности комплексного формирования нагрузок и влияния силовых и геометрических параметров элементов гидроцилиндра вывешивания аутригеров в опорном контуре грузоподъемного крана на несущую способность и герметичность гидроцилиндра с учетом деформируемости элементов конструкции, свойств грунта, шпальной выкладки и инерционных нагрузок в трехмерной постановке задачи.

5. Предложена трехмерная, неравномерная по сечению сопряжения модель износа (радиального зазора) сопряженных элементов уплотнительного узла гидроцилиндра, позволяющая исследовать процесс утечки рабочей жидкости.

6. Предложена методика оценки герметичности гидроцилиндра, учитывающая взаимосвязь: «нагрузка на гидроцилиндр – число циклов работы уплотнений – неравномерный радиальный зазор сопряжений «поршень – гильза» и «направляющая втулка – шток» – величина перетечек рабочей жидкости – усадка штока»; «усадка штока – удельная утечка рабочей жидкости – класс негерметичности уплотнений».

7. Выполнена валидация виртуального прототипа ССК на основе проведения натурного эксперимента по исследованию процесса трансформации ядра опирания.

8. Разработана система управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины на основе адаптивной системы нейро-нечеткого вывода (ANFIS).

9. Рассмотрены вопросы управления и анализа текущего состояния грузоподъемной машины; даны рекомендации по анализу устойчивости, прочности и работоспособности конструктивных элементов грузоподъемных машин.

### Список литературы

1. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
2. Александров, М. П. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов и др. – М: Машиностроение, 1986. – 400 с.
3. Алтунин, А. Е. Модели и алгоритмы принятия решений в нечетких условиях / А. Е. Алтунин, М. В. Семухин. – Тюмень: Изд-во ТГУ, 2000. – 352 с.
4. Алямовский, А. А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации / А. А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2015. – 562 с.
5. Алямовский, А. А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation / А. А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 464 с.
6. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
7. Бардышев, О. А. Адаптивная выносная опора для кранов на железнодорожном ходу / О. А. Бардышев, Д. Е. Попов, Я. С. Ватулин, В. А. Попов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2004. – №2. – С. 157 – 162.
8. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование" / А. А. Вайнсон. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
9. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник / В. А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
10. Ватулин, Я. С. Автоматизированный комплекс управления устойчивостью мобильных грузоподъемных средств / Я. С. Ватулин // Подъемно-

- транспортные машины: Изв. Тульского государственного университета / Под ред. П.А. Сорокина. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2001. – С. 146 – 152.
11. Ватулин, Я. С. Моделирование потери устойчивости свободно стоящих стреловых самоходных кранов / Я. С. Ватулин, Д. А. Потахов, Е. А. Потахов // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. – 2016. – №4 (36). – С. 60 – 66.
  12. Ватулин, Я. С. Синтез силовых гидроцилиндров строительных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Ватулин Ян Семенович. – Тула, 1996. – 223 с.
  13. Ватулин, Я.С. Особенности режима нагружения корпусных элементов гидродомкратов опорного контура железнодорожных кранов / Я. С. Ватулин, Д. Е. Попов, С. К. Коровин и др. // Известия Тульского государственного университета. Серия Подъемно-транспортные машины и оборудование. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2004. – Вып. 5. – С. 180 – 186.
  14. Волков, Д. П. Влияние жесткости несущих элементов массы автомобильных кранов на их устойчивость / Д. П. Волков, Ю. Ф. Тимин // Сб. тр. ВНИИстройдормаш. – М. – 1972. – Вып. № 57. – С. 3 – 13.
  15. Вялов, С. С. Реологические основы механики грунтов / С. С. Вялов. – М.: Высшая школа, 1978. – 447 с.
  16. Гидравлика. Гидромашины и гидроприводы. Учебник для машиностроительных вузов / О. В. Байбаков, Т. М. Башта, Ю. Л. Кирилловский, Б. Б. Некрасов, С. С. Руднев – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982.– 423 с.
  17. Годовой отчет о деятельности федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору в 2016 году. Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору. – М.: ЗАО НТЦ ПБ, 2017. – 396 с.
  18. Годовой отчет о деятельности федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору в 2018 году. Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору. – М.: ЗАО НТЦ ПБ, 2019. – 410 с.

19. Годовой отчет о деятельности федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору в 2019 году. Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору. – М.: ЗАО НТЦ ПБ, 2020. – 389 с.
20. Григорьев, П. А. Обеспечение устойчивости стреловых самоходных кранов при работе на слабонесущих грунтах: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Григорьев Павел Александрович. – Москва, 2020. – 257 с.
21. Дарков, А. В. Сопротивление материалов / А. В. Дарков, Г. С. Шапиро. – М.: Высшая школа, 1975. – 654 с.
22. Деденко, Л. Г. Математическая обработка и оформление результатов эксперимента /Л.Г. Деденко, В.В. Керженцев. – М.:Изд-во МГУ, 1977. – 180с.
23. Денисов, И. В. Моделирование системы нечеткого управления рабочим процессом стрелового крана / И. В. Денисов, В. А. Мещеряков, В. С. Итяксова // Омский научный вестник. – 2009. – № 3 (83). – С. 123 – 126.
24. Денисов, И. В. Моделирование системы программного управления рабочим процессом стрелового крана / И. В. Денисов, В. А. Мещеряков // Омский научный вестник. – 2009. – № 1 (77). – С. 81 – 86.
25. Дьяконов, В. П. MATLAB 6.5SP1 / 7 / 7SP1 / 7SP2 + Simulink 5/6. Инструменты искусственного интеллекта и биоинформатики / В. П. Дьяконов, В. В. Круглов. – М.: СОЛОН-ПРЕСС, 2006. – 456 с.
26. Дьяконов, В. П. Самоучитель MATLAB. Полный самоучитель / В. П. Дьяконов. – М.: ДМК Пресс, 2012. – 768 с.
27. Железнодорожные краны нового поколения // Локомотив. – М., 2004. – № 1. – С. 39 – 40.
28. Железнодорожный путь / под ред. Е. С. Ашпиза. – М.: Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2013. – 545 с.
29. Завьялов, А. М. Математическое моделирование рабочих процессов дорожных и строительных машин: имитационные и адаптивные модели: монография / А. М. Завьялов и др. – Омск: СибАДИ, 2012. – 411 с.

30. Зайцев, Л. В. Автомобильные краны: Учеб. для СПТУ / Л. В. Зайцев, М. Д. Полосин. – 4-е изд., испр. и доп. – М.: Высш. шк., 1987. – 208 с.
31. Зарецкий, А. А. Обоснование расчёта по предельным состояниям на устойчивость против опрокидывания свободностоящих кранов / А. А. Зарецкий // Исследование и разработка кранов: Сб. научных трудов. – М.: ВНИИСТРОЙДОРМАШ, 1984. – С. 11 – 20.
32. Зырянова, С. А. Система автоматизированного моделирования стрелового грузоподъемного крана: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.12 / Зырянова Светлана Анатольевна. – Омск, 2006. – 138 с.
33. Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути, утверждённая распоряжением ОАО «РЖД» № 2288р от 14.11.2016
34. Информационно-статические методы в технологии машиностроения: Пособие по обработке результатов эксперимента / В. Г. Григорьевич, В. Я. Кершенбаум, Д. А. Козочкин и др. – М.: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2000. – 184 с.
35. Исакович, Р. Я. Технологические измерения и приборы / Р. Я. Исакович. – М.: Недра, 1979. – 344 с.
36. Карзов, Г. П. Физико-механическое моделирование процессов разрушения / Г. П. Карзов, Б. З. Марголин, В. А. Швецова. – СПб.: Политехника, 1993. — 391 с.
37. Кирьянов, Д. В. Mathcad 15 / Mathcad Prime 1.0. / Д. В. Кирьянов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 432 с.
38. Клепиков, С. Н. Расчет сооружений на деформируемом основании / С. Н. Клепиков. – К.: НИИСК, 1996. – 203 с.
39. Кобзов, Д. Ю. Научные основы повышения надёжности и обеспечения работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера дорожных и строительных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / Кобзов Дмитрий Юрьевич. – Томск, 2013. – 567 с.

40. Кобзов, Д.Ю. О критериях работоспособности и надёжности гидроцилиндров / Д. Ю. Кобзов, С. П. Ереско // Системы. Методы. Технологии. – 2012. – №1 (13). – С. 38 – 44.
41. Ковалевский, В. Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В. Ф. Ковалевский, Н. Б. Железняков, Ю. Е. Битлин. – М.: Недра, 1973. – 504 с.
42. Козлов, М. В. Устойчивость мобильных грузоподъемных машин при ненормируемых внешних воздействиях: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Козлов Максим Владимирович. – Тула, 2006. – 153 с.
43. Корытов, М. С. Развитие теории управления процессами перемещения грузов грузоподъемными кранами в трехмерном неоднородном организованном пространстве: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.04 / Корытов Михаил Сергеевич. – Омск, 2012. – 505 с.
44. Котькин, С. В. Система автоматизации моделирования стреловых грузоподъемных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.12 / Котькин Станислав Вячеславович. – Омск, 2012. – 147 с.
45. Кран автомобильный КС-55713-5. Руководство по эксплуатации КС-55713-5.00.000 РЭ.
46. Кран специальный на железнодорожном ходу «Сокол – 80.01М». Руководство по эксплуатации. 1170.000.00.00 РЭ.
47. Кран стреловой автомобильный КС-45717К-2. Руководство по эксплуатации КС-45717К-2.00.000 РЭ.
48. Левин, М. М. К определению числового значения коэффициента грузовой устойчивости сек с учётом осадки в грунт / М. М. Левин // Строительные и дорожные машины. – 1975. – №8. – С. 6 – 8.
49. Леоненков, А. В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH / А. В. Леоненков. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 736 с.
50. Макаров, Г. В. Уплотнительные устройства / Г. В. Макаров. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1973. – 232 с.
51. Марутов, В. А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет / В. А. Марутов, С. А. Павловский. – М.: Машиностроение, 1966. – 170 с.

52. МДС 12-20.2004. Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Диагностирование гидроприводов. Москва, 2004.
53. Методы испытания, контроля и исследования машиностроительных материалов. Справочное пособие в 3-х томах. Под общей редакцией чл.-корр. АН СССР А. Т. Туманова. Т. II. Методы исследования механических свойств металлов. Под редакцией докторов техн. наук С. И. Кишкиной и Н. М. Скалярова. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
54. Мужичков, В. И. Грузоподъемные краны на железнодорожном ходу: Учебник для техн. школ ж.-д. транспорта / В. И. Мужичков, В. А. Редников. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1978. – 433 с.
55. Невзоров, Л. А. Башенные краны / Л. А. Невзоров, А. А. Зарецкий, Л. М. Волин и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 292 с.
56. Овандер, В. Б. Пластмассовые опорные элементы для поршней и штоков гидроцилиндров / В. Б. Овандер // Привод и управление. – 2003. – № 1. – С. 2 – 5.
57. ОСТ 12.44.245-83 «Крепи механизированные. Стойки и домкраты. Расчет на прочность. Методика проверочного расчета на статическую прочность и устойчивость» – М.: Гипроуглемаш, 1984. – 76 с.
58. ОСТ 24.070.11 Крепи механизированные. Стойки и домкраты. Расчет на прочность. Методика. – М.: Госстандарт, 1969. – 94 с.
59. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
60. Петухов, П. З. Специальные краны: Учебное пособие для машиностроительных вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / П. З. Петухов, Г. П. Ксюнин, Л. Г. Серлин. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
61. Писаренко, Г. С. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев. – Киев: Наук. думка, 1976. – 415 с.

62. Пискунов, Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов: в 2-х т. Учебное пособие для втузов / Н. С. Пискунов. – 13-е изд. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – Т. 1. – 432 с.
63. Подъем и перемещение грузов / З. Б. Харс, В. М. Федоров, Э. Н. Исаков, Д. Л. Ярошевская; под ред. З. Б. Харса. – М.: Стройиздат, 1987. – 320 с.
64. Попов, Д. Е. Влияние конструкции и характеристик грунтов земляного железнодорожного полотна на выбор основных параметров выносных опор путевых машин: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.06 / Попов Дмитрий Евгеньевич. – СПб., 2006. – 173 с.
65. Распоряжение ОАО «РЖД» от 24.12.2014 №3107р Об утверждении сводного тематического плана для рационализаторов ОАО «РЖД».
66. Руппель, А. А. Моделирование гидравлических систем в Matlab: учебное пособие / А. А. Руппель, А. А. Сагандыков, М. С. Корилов. – Омск: СибАДИ, 2009. – 172 с.
67. Савинов, О. А. Современные конструкции фундаментов под машины и их расчет / О. А. Савинов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1979. – 200 с.
68. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2018616841. Программа контроля и управления грузовой и собственной устойчивостью транспортного средства / Ватулин Я. С., Ватулина Е. Я., Поляков Б. О., Потахов Д. А., Потахов Е. А. – Заявка №2018614084 от 25.04.2018; дата государственной регистрации 07.06.2018.
69. Семенов, Ю. Е. Развитие метода расчета устойчивости стреловых кранов по предельным состояниям: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Семенов Юрий Евгеньевич. – Тула, 2001. – 202 с.
70. Соппротивление материалов: Учеб. пособие. – 2-е изд., испр. / Н. А. Костенко, С. В. Балясникова, Ю. Э. Волошановская и др.; под. ред. Н. А. Костенко. – М.: Высш. шк., 2004. – 430 с.

71. Справочник по кранам: в 2-х т. / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин и др.; под общ. ред. М. М. Гохберга. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – Т. 1. – 536 с.
72. Степин, П. А. Сопротивление материалов: Учебник. / П. А. Степин. – 12-е изд., стер. – СПб.: Лань, 2012. – 320 с.
73. Сырицын, Т. А. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмоприводов: Учебник для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / Т. А. Сырицын. – М.: Машиностроение, 1990. – 248 с.
74. Тер-Мартirosян З. Г. Механика грунтов: учеб. пособие / З. Г. Тер-Мартirosян. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2005. – 488 с.
75. Тер-Мартirosян, З. Г. Механика грунтов / З. Г. Тер-Мартirosян. – М.: АСВ, 2009. – 552 с.
76. Тимин, Ю. Ф. Исследование нагрузок на колёса и влияние их распределения на устойчивость автомобильных кранов: дис. ... канд. техн. наук: / Тимин Ю. Ф. – М., – 1972. – 177 с.
77. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; под. общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
78. Хархута, Н. Я. Прочность, устойчивость и уплотнение грунтов земляного полотна автомобильных дорог / Н. Я. Хархута, Ю. М. Васильев. – М.: Транспорт, 1975. – 288 с.
79. Хархута, Н.Я. Машины для уплотнения грунтов: Теория, расчет и конструкции / Н. Я. Хархута. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1973. – 175 с.
80. Церлюк, М. Д. О критерии устойчивости гусеничных кранов / М. Д. Церлюк, Л. В. Зайцев // Исследование механизмов и металлических конструкций. – 1977. – С. 79 – 85.

81. Цытович, Н. А. Основания и фундаменты. Краткий курс. Учебник для строительных вузов / Н. А. Цытович; под редакцией Н. А. Цытовича. – М.: Высшая школа, 1970. – 382 с.
82. Цытович, Н.А. Механика грунтов / Н. А. Цытович. – М.: Высшая школа, 1983. – 288 с.
83. Чернов, А. В. Устойчивость стрелового самоходного крана при выполнении рабочих операций: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13 / Чернов Александр Викторович – Тула, 2011. – 125 с.
84. Чмиль, В. П. Гидропневмопривод: монография / В. П Чмиль; СПбГАСУ. – СПб., 2010. – 176 с.
85. Шелмич, Р. Р. Динамические нагрузки и устойчивость автокрана на упругом основании / Р. Р. Шелмич // Строительные и дорожные машины. – 1996. – №4. – С. 32 – 33.
86. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний. Учеб. пособие для студентов втузов / А. А. Яблонский, С. С. Нореико – 4-е изд. – СПб.: Лань, 2003. – 256 с.
87. Agam, K. T. MATLAB and Simulink for Engineers / A. K. Tyagi. – Oxford University Press, 2012. – 492 p.
88. Al-Humaidi, H. M. Mobile crane safe operation approach to prevent electrocution using fuzzy-set logic models / H. M. Al-Humaidi, F. Hadipriono Tan // Advances in Engineering Software. – 2009. – Vol. 40 (8). – P. 686 – 696.
89. Benker, H. Practical Use of Mathcad®: Solving Mathematical Problems with a Computer Algebra System / H. Benker. – Springer, 1999. – 505 p.
90. Chang, K.-H. Motion Simulation and Mechanism Design with SOLIDWORKS Motion 2019 / K.-H. Chang. – SDC Publications, 2019. – 170 p.
91. Collins, J. A. Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention / J. A. Collins. – New York: John Wiley & Sons, 1993. – 654 p.
92. Daubechies I. Ten Lectures on Wavelets; пер. с англ. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 464 с.
93. Engineering Mathematics with MATLAB / W. Y. Yang, Y. K. Choi, J. Kim, M. C. Kim, H. J. Kim, T. Im – CRC Press, 2018. – 741 p.

94. Guo, Bin Fuzzy robust fault-tolerant control for offshore ship-mounted crane system / Bin Guo, Y. Chen // *Information Sciences*. – 2020. Vol. 526, July – P. 119 – 132.
95. Ishihara, K. Soil behaviour in earthquake geotechnics / K. Ishihara. – Oxford Engineering Science Series, Oxford: Clarendon Press, 1996. – 350 p.
96. Jeng, S.-L. Outrigger force measure for mobile crane safety based on linear programming optimization / S.-L. Jeng, C.-F. Yang, W.-h. Chieng // *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. – 2010. – Vol. 38, No. 2. – P. 145 – 170.
97. Kim, P. MATLAB Deep Learning: With Machine Learning, Neural Networks and Artificial Intelligence / P. Kim. – Apress, 2017. – 151 p.
98. Kurowski, P. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2017 / P. Kurowski. – SDC Publications, 2017. – 600 p.
99. Kurowski, P. M. Thermal Analysis with SolidWorks Simulation 2013 / P. M. Kurowski. – SDC Publications, 2013. – 200 p.
100. Kurowski, P. Thermal Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2018 and Flow Simulation 2018 / P. Kurowski. – SDC Publications, 2018. – 302 p.
101. Lopez, C. MATLAB Differential Equations / C. Lopez. – Apress, 2014. – 188 p.
102. Manring, N. D. Hydraulic Control Systems / N. D. ManringJohn. – New York: Wiley & Sons, 2005. – 464 p.
103. Maxfield, B. Engineering with Mathcad: Using Mathcad to Create and Organize your Engineering Calculations / B. Maxfield. – Elsevier, 2006. – 512 p.
104. Meshcheryakov, V. A. Operation algorithm of adaptive network-based fuzzy control system for a jib crane / V. A. Meshcheryakov, I. V. Denisov // *Automation and Remote Control*. – 2013. – Vol. 74 (8). – P. 1393 – 1398.
105. MIDAS GTS NX. User's manual. Program Version: GTS NX 2014 v2.1, MIDAS Information Technology Co., Ltd., 2014.
106. Nauck, D. Foundations of Neuro-Fuzzy Systems / D. Nauck, F. Klawonn, R. Kruse. – John Wiley & Sons, 1997. – 305 p.

107. Nuruzzaman, M. Modeling and Simulation In SIMULINK for Engineers and Scientists / M. Nuruzzaman. – AuthorHouse, 2005. – 240 p.
108. Opolski, T. Wyboczenie stojaka hydraulicznego jako zagadnienie preta z przegubem sprężystym / T. Opolski, R. Parkitny, L. Tomski // Mechanizacja I automatyzacja górnictwa. – 1974. – №8. – P. 4 – 6.
109. Qian, D. Fuzzy-Logic-based control of payloads subjected to double-pendulum motion in overhead cranes / D. Qian, S. Tong, SukGyu Lee // Automation in Construction. – 2016. – Vol. 65, May – P. 133 – 143.
110. Romanello, G. Stability analysis of mobile cranes and determination of outriggers loading / G. Romanello // Journal of Engineering, Design and Technology. – 2018. – Vol. 16 (6). – P. 938 – 958.
111. Siddique, N. Computational Intelligence: Synergies of Fuzzy Logic, Neural Networks and Evolutionary Computing / N. Siddique, H. Adeli. – Wiley, 2013. – 517 p.
112. Sivanandam, S. N. Introduction to Fuzzy Logic Using MATLAB / S. N. Sivanandam, S. Sumathi, S. N. Deepa. – Springer, 2007. – 430 p.
113. Smoczek, J. Evolutionary algorithm-based design of a fuzzy TBF predictive model and TSK fuzzy anti-sway crane control system / J. Smoczek, J. Szpytko // Engineering Applications of Artificial Intelligence. – 2014. – Vol. 28. – P. 190 – 200.
114. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, Е. В. Собачкин, А. И. Одинцов, Н. Б. Харитонович, А. А. Пономарев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
115. Tamate, S. Analyses of instability in mobile cranes due to ground penetration by outrigger / S. Tamate, N. Suemasa, T. Katada // Journal of Construction Engineering and Management. – 2005. – Vol. 131 (6). – P. 689 – 704.
116. The MathWorks Inc.: Fuzzy Logic Toolbox User's Guide, Version 2.2.21, 2015, The MathWorks Inc., Natick, MA.
117. The MathWorks Inc.: SimHydraulics User's Guide, Version 1.16, 2015, The MathWorks Inc., Natick, MA.