

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

*На правах рукописи*

**ПОТАХОВ ЕГОР АЛЕКСАНДРОВИЧ**

**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ  
КОНСТРУКЦИИ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОГО СТРЕЛОВОГО  
ОБОРУДОВАНИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ**

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.....	4
ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	12
1.1 Анализ аварийности грузоподъемных кранов .....	12
1.2 Анализ режимов нагружения телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов .....	15
1.3 Анализ методов определения нагруженности телескопических стрел грузоподъемных кранов .....	18
Выводы по главе. Основные задачи исследования .....	31
ГЛАВА 2 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕЖИМА НАГРУЖЕНИЯ СИСТЕМЫ «РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ-ГРУЗ» .....	34
2.1 Разработка математической модели движения и нагружения динамической системы .....	34
2.1.1 Определение расчетной схемы «рабочее оборудование-груз».....	34
2.1.2 Определение жесткости телескопической стрелы .....	40
2.1.3 Составление уравнений движения для динамической системы «рабочее оборудование-груз» .....	44
2.1.4 Аналитическое определение нагруженности телескопической стрелы ..	56
2.1.5 Разработка численной математической модели системы при динамическом режиме нагружения .....	76
2.2 Численное исследование нагруженности телескопической стрелы.....	84
2.2.1 Численный эксперимент внезапного снятия нагрузки с телескопической стрелы.....	84
2.2.2 Численный эксперимент по исследованию нагруженности телескопической стрелы при внезапной просадке в процессе поворота .....	91
2.3 Методика исследования нагруженности телескопической стрелы в результате внезапного снятия нагрузки.....	104
2.4 Аналитическое моделирование динамической нагруженности телескопической стрелы.....	108
2.4.1 Аналитическое моделирование движений элементов телескопической стрелы.....	108
2.4.2 Аналитическое моделирование напряжений элементов телескопической стрелы.....	115

2.5 Влияние межсекционных зазоров на нагруженность ТС .....	118
2.6 Методика оценки динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов .....	123
Выводы по главе.....	125
<b>ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НА НАТУРНОМ ОБЪЕКТЕ .....</b>	<b>129</b>
3.1 Цели и задачи экспериментальных исследований .....	129
3.2 Разработка прибора регистрации и online обработки данных.....	129
3.3 Объект и оборудование экспериментальных исследований .....	131
3.4 Проведение экспериментальных исследований внезапного снятия нагрузки .....	135
3.5 Проведение экспериментальных исследований динамики рабочего процесса .....	136
3.6 Обработка результатов натурных экспериментальных исследований.....	137
3.7 Сопоставление данных натурального эксперимента с данными математического эксперимента .....	142
Выводы по главе.....	144
<b>ГЛАВА 4 ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОБИЛЬНЫХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ СРЕДСТВ.....</b>	<b>145</b>
4.1 Усовершенствование системы безопасности грузоподъемных кранов .....	145
4.2 Методика контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы .....	146
4.3 Способ повышения безопасности и система безопасности стрелового грузоподъемного крана.....	150
Выводы по главе.....	155
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>158</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....</b>	<b>162</b>

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность темы исследования.** Согласно статистическим данным Ростехнадзора России, подавляющая часть аварий и случаев смертельного травматизма при эксплуатации подъемных сооружений в 2012–2019 годах соответствуют эксплуатации грузоподъемных кранов (79–96 % аварий от общего количества) [27]. При этом, установлено, что 80% случаев отказов грузоподъемных машин в основном связано с динамическими нагрузками [35]. Из всех типов грузоподъемных кранов наибольшее распространение получили стреловые самоходные краны, оборудованные телескопическим стреловым оборудованием [2]. Использование на кранах телескопических стрел значительно улучшает монтажные свойства грузоподъемных машин, упрощает проведение монтажных работ, особенно в стесненных условиях. В связи с тем, что телескопическая стрела служит основным рабочим органом стрелового крана, нагрузки, оказывающие воздействие на телескопическую стрелу, являются одним из факторов, приводящих кран к аварийной ситуации [51, 87, 101]. Значительные динамические нагрузки образуются в периоды неустановившегося движения при подъеме груза с основания и опускании груза на основание; при пуске (торможении) висящего груза на подъем или спуск; при внезапном снятии груза (обрыв грузового каната); в случае перегруза; при эксплуатации телескопической стрелы в условиях увеличенных межсекционных зазоров; при действии сил инерции, вызванных раскачиванием груза (например, в результате просадки аутригера, неравномерного внедрения аутригеров в грунт, разгона и торможения механизмов поворота, давления ветра, неправильной строповки груза). Отклонение оголовка телескопической стрелы, вызванное межсекционными зазорами, изгибной жесткостью стрелового оборудования и внешними нагрузками, повышает амплитуды и время колебаний груза, что приводит к усложнению точной установки груза и увеличению времени затухания его раскачиваний. В результате этого, снижается производительность стрелового крана. Также, телескопическая стрела является наиболее дорогостоящим элементом (без учета шасси) крана, оснащенного телескопическим стреловым

оборудованием [50, 67]. Следовательно, актуальность исследования критических динамических режимов нагружения телескопического стрелового оборудования обусловлено как критериями безопасной эксплуатации стрелового крана, так и экономическими факторами.

**Степень разработанности темы исследования.** Исследованиям оценки технического состояния, нагруженности и взаимодействия элементов телескопической стрелы грузоподъемных кранов посвящены работы: Вайнсона А.А., Гохберга М.М., Александрова М.П., Абрамовича И.И., Ряхина В.А., Фам Хонг Куанга, Башковой Н.В., Соломатиной Л.А., Гривезирского Ю.В., Шелмича Р.Р., Сальникова В.Г., Ватулина Я.С. Гордиенко В.Е., Репина С.В., Соколова С.А., Манжулы К.П., Geisler T., Sochacki W., Cekus D., Bold M., Garus S., Savkovic M., Gasic M., Pavlovic G., Marjamaki H., Makinen J. и других.

Тем не менее, в этой сфере недостаточно изучено: влияние вертикальных и горизонтальных (боковых) зазоров между секциями на нагруженность и общую жесткость телескопической стрелы в условиях динамического нагружения; нагружение и жесткость телескопической стрелы при учете взаимодействия телескопических секций с опорными элементами, гидроцилиндрами телескопирования и гидроцилиндром подъема в динамическом режиме нагружения; совместное действие вертикальных и горизонтальных, внешних и местных нагрузок на телескопическую стрелу в динамическом режиме нагружения; нагружение телескопической стрелы от воздействия внезапного снятия нагрузки.

**Целью исследования** является разработка методики оценки динамической нагруженности элементов телескопической стрелы грузоподъемных кранов и повышение уровня безопасной эксплуатации стреловых самоходных кранов.

**Задачи исследования:**

1. Анализ существующих методов исследования нагруженности телескопических стрел грузоподъемных кранов.

2. Разработка математических моделей движения и нагружения системы «Рабочее оборудование - груз» для определения основных динамических

параметров телескопической стрелы и крана в целом при колебаниях их в вертикальной и горизонтальной плоскостях с учетом взаимодействия металлоконструкции стрелы с опорными элементами, гидроцилиндрами телескопирования и гидроцилиндром подъема-опускания стрелы, жесткости контактирующих элементов, а также с учетом влияния вертикальных и горизонтальных межсекиционных зазоров.

3. Разработка методики контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы, учитывающей совместное действие внешних и местных горизонтальных и вертикальных нагрузок и позволяющей помимо контроля устойчивости устанавливать максимальное динамическое напряженное состояние элементов телескопической стрелы в функции времени.

4. Разработка математических моделей общей жесткости телескопического стрелового оборудования, учитывающих влияние межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливости опорных элементов, изгибной жесткости секций, гидроцилиндров телескопирования и гидроцилиндра подъема стрелы на общую жесткость и нагруженность стрелового оборудования.

5. Разработка методики оценки динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов, объединяющей положения пунктов 2 – 4.

6. Исследование нагруженности телескопической стрелы от воздействия мгновенного снятия веса груза и при повороте системы «Рабочее оборудование - груз» с учетом взаимодействия телескопической стрелы с опорными элементами, гидроцилиндрами телескопирования и гидроцилиндром изменения вылета стрелы, жесткости контактирующих элементов, а также с учетом влияния вертикальных и горизонтальных межсекиционных зазоров.

7. Анализ результатов исследований, вывод рекомендаций по повышению безопасной эксплуатации, предложение устройства, повышающего надежность эксплуатации стреловых самоходных кранов, оборудованных телескопической стрелой.

**Объектом исследования** являются стреловые самоходные краны, оснащенные телескопическим стреловым оборудованием.

**Предметом исследования** являются методы исследования динамической нагруженности телескопической стрелы грузоподъемных кранов.

**Научная новизна исследования** заключается в следующем:

1. Разработаны динамические математические модели движения и нагружения телескопического стрелового оборудования в вертикальной и горизонтальной плоскости, учитывающие взаимодействие телескопических секций, опорных элементов, гидроцилиндров телескопирования, гидроцилиндра подъема, жесткости (деформации) контактирующих элементов, а также влияние межсекционных зазоров.

2. Разработана методика контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы, учитывающая совместное действие внешних и местных горизонтальных и вертикальных нагрузок, и позволяющая помимо контроля устойчивости отслеживать максимальное динамическое напряженное состояние телескопической стрелы.

3. Разработана методика оценки динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов, объединяющая разработанные математические модели и методики.

4. Разработано изобретение (способ и устройство), позволяющее предотвратить или снизить последствия аварий стреловых самоходных кранов, вызванных потерей собственной и грузовой устойчивости, внезапным снятием нагрузки, что способствует повышению степени безопасной эксплуатации стреловых кранов.

5. Установлено влияние вертикальных и горизонтальных зазоров между секциями на нагруженность и общую жесткость телескопической стрелы в условиях динамического режима нагружения.

**Теоретическая значимость** исследования заключается в развитии:

1. Математической модели движения и динамического нагружения элементов телескопического стрелового оборудования в продольной и поперечной плоскостях.

2. Математической модели динамической нагруженности телескопической стрелы от совместного действия внешних и местных нагрузок.

3. Методики оценки динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов.

**Практическая значимость** исследования состоит в разработке:

1. Методики контроля местной и общей устойчивости телескопической стрелы грузоподъемного крана, математических моделей общей жесткости телескопического стрелового оборудования, численной и аналитической моделей движения и нагружения телескопической стрелы, включение которых в систему безопасности крана, позволяет повышать уровень безопасной эксплуатации грузоподъемных машин, оснащенных телескопической стрелой.

2. Методики оценки динамической нагруженности телескопической стрелы, разработанных аналитической и численной математических моделей движения и нагружения, результаты применения которых позволяют установить и уточнить параметры, характеризующие критическое состояние телескопического стрелового оборудования, которые представляется возможным включить в модель представления знаний приборов безопасности стрелового самоходного крана.

3. Изобретения (способ и устройство), позволяющего предотвратить или снизить последствия аварий, вызванных потерей собственной и грузовой устойчивости грузоподъемного крана, внезапным снятием нагрузки.

**Методология и методы диссертационного исследования:** анализ существующих исследований в области расчета, конструирования, изготовления и эксплуатации телескопической стрелы; аналитическое моделирование: методы аналитической механики, механики деформирования твердого тела; методы численного моделирования: комплексный динамический и кинематический модуль SolidWorks Motion, модули проведения расчетов методом конечных



элементов SolidWorks Simulation и Solid Edge Simulation, система компьютерной алгебры Mathcad; теория планирования эксперимента.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Разработанная аналитическая математическая модель колебательного движения телескопического стрелового оборудования в вертикальной и горизонтальной плоскости, учитывающая взаимодействие телескопических секций, опорных элементов, гидроцилиндров телескопирования, гидроцилиндра подъема, жесткости контактирующих элементов, а также влияние межсекционных зазоров.

2. Разработанная численная математическая модель движения и нагружения телескопического стрелового оборудования в вертикальной и горизонтальной плоскости, учитывающая взаимодействие телескопических секций, опорных элементов, гидроцилиндров телескопирования, гидроцилиндра подъема, жесткости контактирующих элементов, а также влияние межсекционных зазоров.

3. Разработанная методика контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы, учитывающая совместное действие внешних и местных горизонтальных и вертикальных нагрузок, позволяющая помимо контроля устойчивости определять максимальное динамическое напряженное состояние телескопической стрелы в функции времени.

4. Разработанные аналитические математические модели жесткости телескопической стрелы, позволяющие установить влияние межсекционных вертикальных и горизонтальных неравномерных зазоров, податливости опорных элементов, изгибной жесткости секций, гидроцилиндров телескопирования и гидроцилиндра подъема стрелы на нагруженность и общую жесткость телескопической стрелы в условиях динамического режима нагружения.

5. Разработанная методика оценки динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов, объединяющая разработанные математические модели и методики.

6. Предложение разработанного изобретения (способ и устройство) для предотвращения или снижения последствий аварий стреловых самоходных

кранов, вызванных потерей собственной и грузовой устойчивости, внезапным снятием нагрузки.

**Область исследования** соответствует паспорту 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»; п. 5 «Методы повышения долговечности, надежности и безопасности эксплуатации машин, машинных комплексов и систем».

**Степень достоверности** научных положений и результатов обеспечивается: корректностью поставленных задач, решение которых базируется на использовании фундаментальных и достоверно изученных положений аналитической механики и механики деформирования твердого тела; применением современных вычислительных методов, методики планирования и проведения эксперимента, проверкой сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований, использованием апробированных методик и поверенной аппаратуры, сравнением теоретических положений и опытных данных с результатами исследований известных авторов.

**Апробация результатов исследования.** Основные положения, результаты, рекомендации и выводы диссертации докладывались, обсуждались на конференциях и семинарах: IX и X Международный симпозиум. «Прорывные технологии электрического транспорта Eltrans'» (г. Санкт-Петербург, ПГУПС, 2017 г., 2019 г.); V и VII Международная научно-техническая конференция «Локомотивы. Транспортно-технологические комплексы. XXI век» (г. Санкт-Петербург, ПГУПС, 2017 г., 2020 г.); Национальная конференция «Перспективы будущего в образовательном процессе» (г. Санкт-Петербург, ПГУПС, 2018 г., 2019 г.); Научно-практическая конференция, посвященная 100-летию Е.Я. Красковского (г. Санкт-Петербург, ПГУПС, 2018 г.); VIII и IX Международная научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Системы автоматизированного проектирования на транспорте» (г. Санкт-

Петербург, ПГУПС, 2019 г., 2021 г.); LXXIX и LXXXI Всероссийская научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Транспорт: проблемы, идеи, перспективы» (г. Санкт-Петербург, ПГУПС, 2019 г., 2021 г.). Результаты исследования внедрены в процесс проведения лабораторных и практических работ кафедры «Наземные транспортно-технологические комплексы» ФГБОУ ВО ПГУПС.

**Публикации.** По материалам диссертации опубликовано 23 печатных научных публикаций, в состав которых входят 10 работ, опубликованных в журналах, включенных в перечень рецензируемых научных изданий ВАК РФ; 1 авторское свидетельство о регистрации программ для ЭВМ; 1 патент на изобретение.

**Структура и объем диссертационной работы.** Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, заключения и списка литературы, включающего 125 наименований. Диссертация изложена на 173 страницах основного текста, содержит 87 рисунков, 20 таблиц и 76 формул.

## ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ИССЛЕДОВАНИЯ

### 1.1 Анализ аварийности грузоподъемных кранов

Согласно статистическим данным Ростехнадзора России, подавляющая часть случаев смертельного травматизма при эксплуатации подъемных сооружений в 2012–2019 годах соответствует эксплуатации грузоподъемных кранов [27]. Наибольшее количество аварий подъемных сооружений, происшедших в 2019 году, произошло при эксплуатации грузоподъемных кранов (35 аварий, что составляет 79,55 % от общего количества) [27].

Большая часть аварий грузоподъемных кранов в 2018 и 2019 годах произошла при эксплуатации башенных кранов (48,3% и 31,4%), гусеничных кранов (20,7% и 17,1%), кранов-манипуляторов (0,0% и 17,1%), автомобильных кранов (10,3% и 14,3%), козловых кранов (6,9% и 14,3%) [27]. Большая часть случаев смертельного травматизма при эксплуатации различных видов грузоподъемных кранов в 2018 и 2019 года произошла при эксплуатации башенных кранов (33,3% и 29,6%), автомобильных кранов (25,9%), мостовых кранов (22,2% и 18,5%) [27]. При этом, на состояние 2019, 67,4% грузоподъемных кранов, эксплуатируемых на поднадзорных Ростехнадзору предприятиях и организациях, отработало нормативный срок службы [27], что снижает уровень промышленной безопасности.

Из всех типов грузоподъемных кранов наибольшее распространение получили стреловые самоходные краны (ССК), оборудованные телескопическим стреловым оборудованием [2]. Телескопическая стрела (ТС) представляет собой стержневую консольную конструкцию переменной жесткости, образованную из сопрягаемых одной неподвижной (корневой) и нескольких подвижных секций, каждая последующая из которых смонтирована во внутрь предыдущей. Каждая подвижная секция опирается на опорные элементы (ползуны), одна часть которых установлена в верхней задней части внутренней секции, а другая – в нижней передней части внешней секции. От бокового смещения секции удерживаются

боковыми опорными элементами (боковыми упорами). Для перемещения секций наибольшее применение находят длинноходовые гидроцилиндры (ГЦ) двустороннего действия [2].

Основными причинами аварий и несчастных случаев при эксплуатации ССК являются: перегруз, неисправности приборов безопасности, неправильная установка крана, неравномерное внедрение выносных опор в грунт, проседание аутригеров, нарушение крепления узлов и механизмов крюка, внезапное снятие нагрузки со стрелы (обрыв грузового каната, самопроизвольная расстрapoка груза), неисправности и неправильная регулировка тормозов, конструктивные недостатки, неудовлетворительное качество сварных соединений, низкое качество стали, применения неисправных или не соответствующих массе и характеру груза грузозахватных приспособлений, нарушения схем строповки, самопроизвольное перемещение груза из-за подъема при наклонном положении грузовых канатов (подъем защеmленного груза), содержание крана или механизмов в неисправном состоянии, некачественное изготовление крана или механизмов, некачественный ремонт и техническое обслуживание кранового оборудования, неправильная организация производства работ, нарушение техники безопасности, нарушение технологии производства работ [51, 87, 101].

Из всех причин аварий ССК наиболее опасными являются те, которые характеризуются значительной динамической нагрузкой, непредсказуемостью возникновения, быстротечностью и независимостью от квалификации обслуживающего персонала. К таким причинам можно отнести просадку аутригеров, внезапное снятие нагрузки со стрелы, раскачивание груза.

В работе [8] при анализе дефектных ведомостей, полученных по результатам технических обследований 280 автомобильных кранов, было выявлено, что большая часть выявленных дефектов ССК приходится на «приборы безопасности» (41% от общего числа), «металлоконструкцию» (22%), «канатно-блочную систему» (15%). При этом большая часть дефектов металлоконструкции ССК приходится на «трещины по сварным швам и металлу на неповоротной

платформе» (21%), «дефекты стрелы» (17%), «ослабление болтовых соединений опорно-поворотного устройства» (16%).

В исследовании [50] при анализе актов диагностического обследования и дефектных ведомостей ряда ССК, выявлено, что по локализации большая часть дефектов связана с гидросистемой (35% от общего числа) и канатноблочной системой, включая крюковую подвеску (31% всех дефектов), заметное число дефектов связано с приборами и системами безопасности кранов (15%), на дефекты несущей металлоконструкции и механизмов движения приходится по 5...6 %.

Кроме того, согласно исследованиям и анализу стоимостных данных выпускаемых российской промышленностью стреловых кранов с телескопическим стреловым оборудованием [67] можно заключить, что наиболее дорогостоящей частью крана (без учета шасси) являются несущие металлоконструкции крановой установки, а наиболее дорогим элементом несущей металлоконструкции – телескопическое стреловое оборудование. Согласно результатам исследования [50], в котором для проведения риск-анализа ССК была предложена методика экспертных оценок, на величину стоимости ремонта крана после аварии и на величину экономического ущерба от аварии ССК, наибольшее влияние оказывают повреждения металлоконструкции стрелы рамы и стрелы; на стоимость повреждения перемещаемого груз наибольшее влияние оказывают дефекты грузового каната и стрелы.

Следовательно, важность исследования нагружения ТС обосновывается необходимостью обеспечения безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов и экономическими факторами

## **1.2 Анализ режимов нагружения телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов**

Установлено, что 80% случаев отказов грузоподъемных машин в основном связано с динамическими нагрузками, которые приводят к повышенному изнашиванию трущихся элементов, усталостному разрушению несущих металлоконструкций и деталей механизмов, появлению недопустимых остаточных деформаций, потере устойчивости и др. [35]. Динамические нагрузки возникают в результате взаимодействия сил инерции и сил упругости элементов механизмов и металлических конструкций [85]. Возникающее при эксплуатации грузоподъемных кранов динамическое нагружение характеризуется наличием большой массы движущихся элементов, работой в повторно-кратковременном режиме, перемещением груза на гибком подвесе, ударным нагружением, непредсказуемостью и кратковременным периодом действия. При этом наибольшие нагрузки от поднимаемого груза соответствуют работе крана на выносных опорах. Таким образом, наиболее целесообразно исследовать ТС в динамическом режиме нагружения, так как данное нагружение является наименее безопасным для эксплуатации грузоподъемных машин, и при работе крана на выносных опорах. Во время эксплуатации грузоподъемных кранов, оборудованных телескопическим стреловым оборудованием, при работе на выносных опорах к наиболее критичным видам динамического режима нагружения ТС можно отнести:

1. Воздействие инерционных сил, вызванных внезапным снятием нагрузки (обрыв грузового каната или самопроизвольная расстроповка груза). В процессе подъема и перемещения груза система кран-стрела находится напряженно-деформированном состоянии (НДС), при котором накоплена некоторая потенциальная энергия, зависящая от перемещения элементов крана, стрелы, стрелового полиспаста и действующих в них усилий. При мгновенном снятии нагрузки высвобожденная потенциальная энергия упругой деформации стрелы преобразуется в кинетическую энергию заброса, что равносильно внезапному приложению к стреле кратковременного момента, направленного в сторону

уменьшения вылета [19, 85]. Запрокидывание может привести к повреждению стрелы и опрокидыванию крана.

2. Эксплуатация ТС в условиях увеличенных зазоров между секциями в продольной и поперечной плоскости. Данное нагружение может образоваться в результате износа опор скольжения (ползунов), на которых опираются секции, и боковых упоров, предназначенных для удерживания секций от бокового смещения, а также выработки поверхности по следу от ползунов на листах секций. Увеличение межсекционных зазоров ведет к повышению частоты колебаний ТС, увеличению внешних динамических нагрузок, снижению контактной жесткости и, как следствие, более интенсивному износу трущихся поверхностей и разрушению конструкции ТС. Также, образующийся зазор в узлах трения при достижении предельного износа полимерных накладок может привести к взаимному перекосу секций ТС, при котором невозможна дальнейшая нормальная эксплуатация [3]. Предельно допустимая величина износа ползунов (роликов) и выработки поверхности по следу от ползунов на листах секций ТС устанавливается РД 10-112-2-09 [71]

3. Силы инерции, вызванные раскачиванием груза. Отклонение груза от вертикали и его раскачивание на канатах возникает: а) под действием сил инерции массы груза при разгонах и торможениях механизмов поворота, при изменении вылета стрелы, б) под действием давления ветра, в) при задевании грузом препятствия; г) при просадке опор. При раскачивании груза, который может совершать поступательное, вращательное и криволинейное движение, на конструкцию стрелы могут действовать инерционная горизонтальная, вертикальная нагрузка и крутящий момент.

Силы, действующие на стрелу перпендикулярно плоскости подвеса груза (силы инерции груза и стрелы, ветровая нагрузка), вызывают изгибающий момент в боковой плоскости. При боковом изгибе проекция нагрузки груза на ось стрелы вызывает дополнительные изгибающие моменты в сечениях, пропорциональных переменному плечу прогиба стрелы. Кроме того боковая нагрузка груза скручивает стрелу и в ее сечениях появляются касательные напряжения. Вместе с



тем, исходя из работы [82] горизонтальные боковые нагрузки могут более чем на 40% повысить суммарное напряжение от действия всех составляющих нагрузок в местах контакта опорных элементов секций стрелы. Кроме того, горизонтальные перемещения ТС, вызванные колебаниями груза, более существенны, чем вертикальные; при этом боковые нагрузки повышают амплитуды отклонений оголовка ТС, в результате чего увеличиваются амплитуды и время колебаний груза, что затрудняет достижение точной установки груза и требует затрат времени на успокоение раскачивания и ручное воздействие монтажников для установки груза [82]. В результате снижается производительность ССК, что особенно негативно проявляется для железнодорожных кранов при выполнении путевых работ.

Установлено, что максимальные напряжения ТС образуются в местах давления опорных элементов в результате суммирования деформаций от внешних нагрузок и сил, действующих со стороны опорных элементов (местных нагрузок) [78]. При этом напряжения, вызванные давлением опорных элементов, могут в несколько раз превышать напряжения от общего изгиба, сжатия и кручения вместе взятых [11, 78, 85, 113]. Наибольшие напряжения возникают в стенках и полках секций в поперечном направлении (перпендикулярно оси стрелы) в непосредственной близости от опорных элементов. Местные нагрузки на промежуточных вылетах существенно зависят от того, выдвигаются ли секции одновременно или последовательно [85], а наибольшее значения они принимают при полностью выдвинутых секциях [78].

Также в сечениях, которые расположены у опорных элементов телескопов, при общем изгибе ТС проявляется стеснение деформацией (искажением) поперечного сечения. Наличие стеснения (препятствия) к свободной деформации сечения вызывает дополнительные продольные нормальные напряжения, быстро затухающие по мере удаления от места стеснения. Кроме того искажение сечений полок ТС приводит к перераспределению напряжений во всем сечении. Максимальные мембранные напряжения образуются в зонах соединения полки со стенкой.

### **1.3 Анализ методов определения нагруженности телескопических стрел грузоподъемных кранов**

Исследованиям нагруженности элементов ТС грузоподъемных кранов посвящены работы: Вайнсона А.А., Гохберга М.М., Александрова М.П., Абрамовича И.И., Ряхина В.А., Фам Хонг Куанга, Башковой Н.В., Соломатиной Л.А., Гривезирского Ю.В., Шелмича Р.Р., Ракша С.В., Сальникова В.Г., Ватулина Я.С., Гордиенко В.Е., Репина С.В., Соколова С.А., Манжулы К.П., Savkovic M., Gasic M., Pavlovic G., Bold M., Sochacki W. и других.

В работах [2, 7, 19, 26, 35, 38, 85, 86, 89, 91] приведены расчетные схемы механизмов; определялись перемещения, скорости, частоты и периоды колебаний груза и элементов грузоподъемных машин в статическом и динамическом нагружении, изложены методики определения статических и динамических нагрузок, действующие на стреловое оборудование. Указанные нагрузки рассчитываются по упрощенным схемам и соответствующим формулам механики или учитываются как увеличение весовых нагрузок с помощью коэффициентов динамичности или определяются из дифференциальных уравнений движения масс.

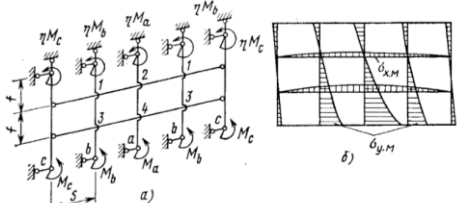
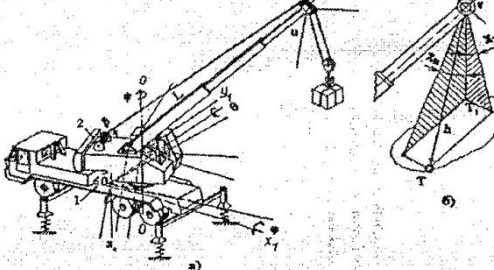
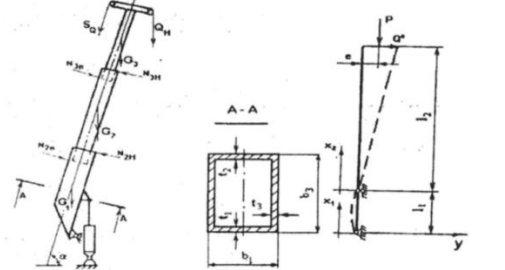
В работах при определении динамических процессов действительные многомассовые системы с большим числом степеней свободы сводятся к упрощенным динамическим моделям (расчетным схемам), состоящим из сосредоточенных приведенных 2-3-х масс, соединенных между собой упруговязкими связями. Движение двух-трех-массовых упругих динамических моделей описывается системами дифференциальных уравнений, на основании решения которых с учетом сделанных допущений формируются качественные и количественные выводы о динамических нагрузках, действующих на элементы грузоподъемной машины, а также о движении элементов системы. Но применяя упомянутые математические модели динамических процессов, не представляется возможным определить влияние, движение и взаимодействие составляющих элементов приведенных масс (например, ГЦТ, телескопических секций).

В нормативных документах [30, 32, 73, 84, 114], а также в работах [1, 2, 19, 76, 85, 99] описаны расчеты металлоконструкций крана на прочность (метод допускаемых напряжений, метод предельных состояний), жесткость, надежность, усталость и устойчивость при различных расчетных случаях, различном сочетании нагрузок, статическом и динамическом нагружении, решаемые методами механики. Расчетные ситуации определяют выбор соответствующих расчетных схем и условий нагружения кранов и их элементов (например, уклон, комбинации действующих нагрузок, динамические коэффициенты), виды предельных состояний (например, допускаемое напряжение, расчетное сопротивление, предел прочности, предел текучести, предел выносливости, критическое напряжение, допустимый прогиб) и других показателей, определяющих несущую способность, долговечность, жесткость и работоспособность конструкции. Исследования, благодаря тому, что они предполагают упрощение расчетной конструкции и сведение ее к однотипной расчетной схеме с некоторым видом сечения, распространяются на любой элемент металлоконструкции крана, в том числе на ТС. В качестве расчетной схемы ТС принимается изогнутый, растянутый, сжатый или сжато- и растянуто-изогнутый, ступенчато-переменной жесткости стержень переменного или постоянного коробчатого сечения, загруженный продольной (осевой или приложенной с эксцентриситетом) или поперечной силой или моментом сил.

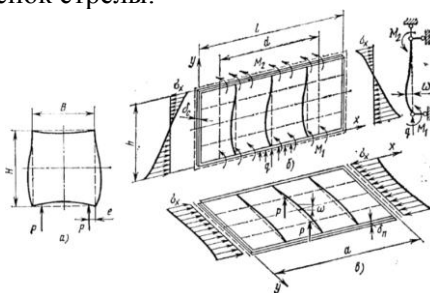
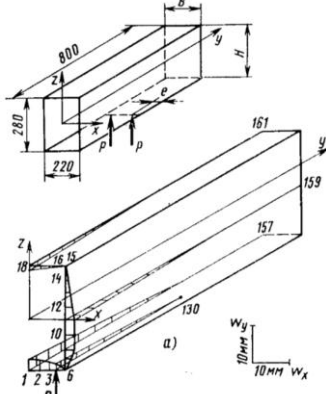
Но методики, построенные на основе применения тонкостенных стержней или простых моделей балок, недостаточно полно отображают процесс изменения НДС тонкостенных разнотолщинных замкнутых сварных конструкций [24, 41, 65].

Наиболее значимые существующие методы исследования ТС грузоподъемных кранов на максимальные напряжения, движение (колебания) и нагруженность представлены в таблице 1.1.

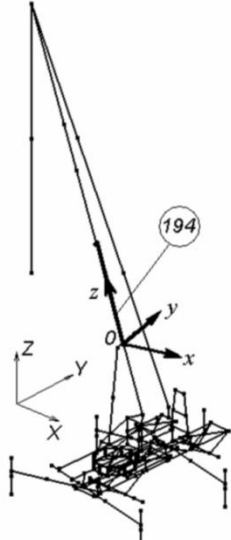
Таблица 1.1. Существующие методы исследования ТС

Исследования	Расчетная схема	Математическая модель
[11]	<p>Расчетная схема и эпюры напряжения стенки (МПБ):</p> 	<p>Местные напряжения:</p> $\sigma_{YM} = \pm \frac{6M_Y}{\delta^2}; \sigma_{XM} = \pm \frac{6M_X}{\delta^2}$
<p><b>Комментарий:</b> установлены закономерности влияния конструктивных факторов (типов опорных элементов, эксцентриситетов их установки и параметров поперечных сечений) на местную нагруженность ТС от вертикальных нагрузок. Теоретические исследования основаны на раздельном рассмотрении пояса, на который приложена нагрузка опорного узла, и боковых стенок секций. Расчеты напряженного состояния пояса проводились методом конечных разностей (МКР), а стенок – методом перекрестных балок (МПБ) [11].</p>		
[98]		<p>Уравнение упругой линии в общем виде:</p> $v(z) = - \int_0^z \int_0^{z_1} \frac{M_x(z_2)}{EJ_x(z_2)} dz_2 dz_1 + v(0) + \frac{dv}{dz}(0)z,$
<p><b>Комментарий:</b> выполнены исследования взаимодействия ТС автокрана с опорными элементами ССК в динамическом режиме нагружения. Шасси крана и неповоротная рама рассматривается как жесткий элемент, который установлен на пружинах. Жесткость пружин равна приведенной жесткости аутригеров и опорного основания с учетом вязкого затухания. ТС рассматривается как деформируемая балка переменной длины, переменного поперечного сечения и переменной жесткости на изгиб. В вертикальной плоскости ТС рассматривается как двухопорная балка, а в горизонтальной – в виде консольной балки. Упругая линия ТС рассчитана методом последовательных приближений и принята в виде косинусоиды или параболы. Математическая модель, полученная при применении уравнения Лагранжа второго рода, реализована системой из 11 нелинейных дифференциальных уравнений. При подъеме груза механическая система имеет 6 степеней свободы, при раскачивании груза - 7 степеней свободы. На основе механико-математической модели вычислены динамические нагрузки и напряжения аутригеров и ТС [98].</p>		
[69, 70]		<p>Дифференциальное уравнение изгиба:</p> $EIW_{xxx} = -PW_{xx}$ <p>Продольная сила:</p> $P = (Q_H + G^{C_{np}}) \sin \alpha + S_Q$ <p>Поперечная сила:</p> $Q^0 = (Q_H + G^{C_{np}}) \cos \alpha$
<p><b>Комментарий:</b> изложена методика расчета местной устойчивости ТС с учетом влияния общего изгиба, позволяющая рассчитывать предельную нагрузку, определяемую началом пластических деформаций. ТС рассматривается как тонкостенный сжато-изогнутый стержень коробчатого сечения. На первом этапе находится продольная сжимающая и поперечная силы и «эквивалентный» эксцентриситет действия силы. Далее в расчетном сечении стрела рассматривается как сочленение пластин, линии соединения которых остаются прямолинейными при местном выпучивании; решение задачи получается путем объединения решений дифференциальных уравнений устойчивости для каждой из пластин, составляющих сечение. Условие сопряжения элементов сечения приводят к системе однородных уравнений и характеристическому уравнению, решаемому численными методами.</p>		

Продолжение таблицы 1.1

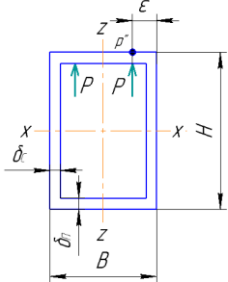
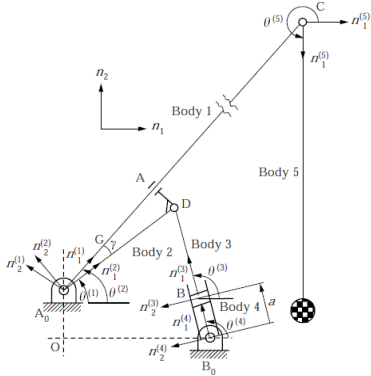
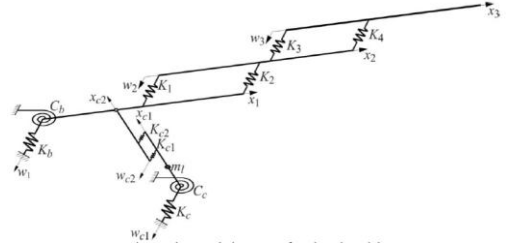
<p>[78]</p>	<p>Схема нагружений и прогибов полок и стенок стрелы:</p>  <p>Схема нагружения и прогибов (МКЭ):</p> 	<p>Уравнение равновесия пластины по методу плоской теории упругости:</p> $\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{q_{x,y}}{D}$ <p>Суммарные приведенные напряжения в стенке (полке) с учетом вертикальных местных и внешних нагрузок:</p> $\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{(\sigma_x + \sigma_{\text{XM}})^2 + \sigma_{\text{YM}}^2 - (\sigma_x + \sigma_{\text{XM}}) \cdot \sigma_{\text{YM}} - 3 \cdot (\tau_{\text{KP}} + \tau_{\text{KPM}} + \tau_{\text{CQ}})}$
-------------	--	--

**Комментарий:** Проводились теоретические и экспериментальные исследования влияния опорных элементов ТС. Установлены закономерности влияния конструктивных факторов на местную нагруженность ТС. Определяя напряжения и перемещений, производится расчет на проверку полок и стенок ТС на местную устойчивость. Секции представлены как конструкции, состоящие из отдельных сжато-изогнутых пластин. Уравнение равновесия решаются вариационными методами, основанными на принципах Лагранжа и Кастильяно; методом тригонометрических рядов; МПБ; численными методами расчета: конечных элементов (МКЭ) и МКР. Определяются максимальные напряжения ТС с учетом вертикальных местных и внешних нагрузок.

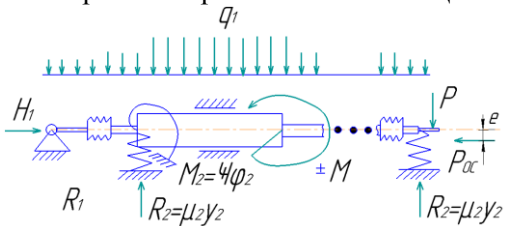
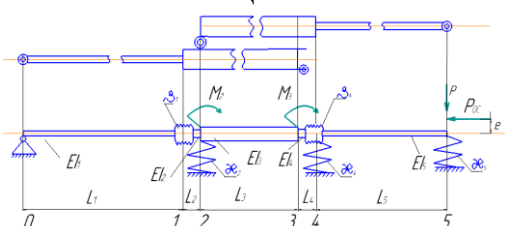
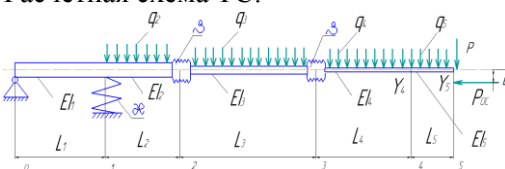
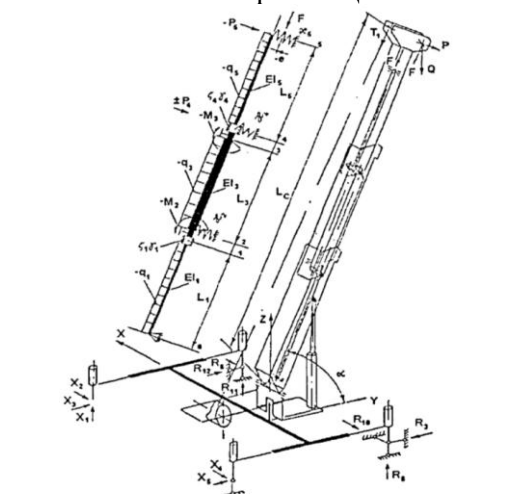
<p>[60]</p>		<p>Нормальные напряжения в произвольной точке концевого сечения j(k) тонкостенного КЭ jk с учетом деформации:</p> $\sigma^{j(k)} = \frac{N_z^{j(k)}}{A} - \frac{M_x^{j(k)}}{I_x} y + \frac{M_y^{j(k)}}{I_y} x + \frac{B_\omega^{j(k)}}{I_\omega} \omega_c$ <p>Касательные напряжения в произвольной точке концевого сечения j(k) тонкостенного КЭ jk открытого профиля:</p> $\tau^{j(k)} = \frac{Q_x^{j(k)} S_y^{j(k)}}{I_y t_n} + \frac{Q_y^{j(k)} S_x^{j(k)}}{I_x t_c} + \frac{M_\omega S_\omega^{j(k)}}{I_\omega t_c} + \frac{M_O^{j(k)}}{I_d} t_c$ <p>Эквивалентные напряжения по III теории прочности:</p> $\sigma_{\text{экв}}^{j(k)} = \sqrt{(\sigma^{j(k)})^2 + 4(\tau^{j(k)})^2}$
-------------	---	--

**Комментарий:** Проводились исследования нагруженности ССК методом конечных элементов с применением теории тонкостенных стержней. В качестве расчетной схемы была принята конечно-элементная расчетно-статическая модель автомобильного крана, построенная на основе теории упругих тонкостенных стержней. Определены эпюры эквивалентных напряжений деформированного сечения корневой секции ТС коробчатого сечения в зоне крепления ГЦ подъема стрелы, зависимость эквивалентных напряжений в расчетных точках от изгибных деформаций вогнутостей стенок [60].

## Продолжение таблицы 1.1

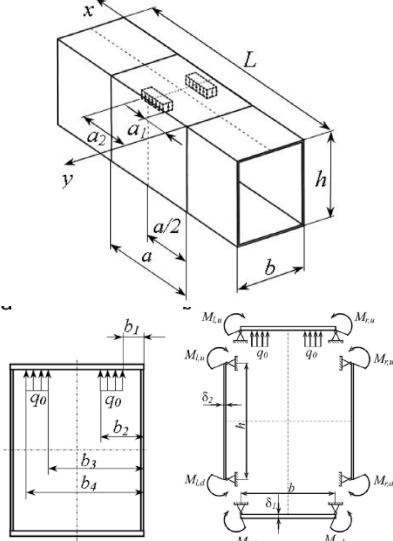
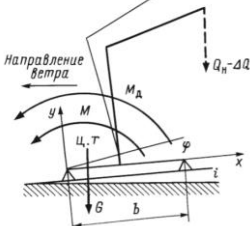
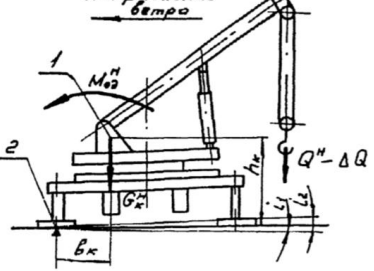
Исследования	Расчетная схема	Математическая модель
[34]	<p>Схема приложения местных нагрузок на среднюю и наружную секции:</p> 	<p>Суммарные эквивалентные напряжения в зоне пояса действия усилия от опорного элемента с учетом вертикальных местных и внешних нагрузок:</p> $\sigma^P_{\text{э}} = \sqrt{(\sigma^{\Pi}_{\text{ИМХ}})^2 + (\sigma^{\Pi}_{\text{ИМУ}} + \sigma^P_y)^2 - \sigma^{\Pi}_{\text{ИМХ}} \cdot (\sigma^{\Pi}_{\text{ИМУ}} + \sigma^P_y)}$
<p><b>Комментарий:</b> Исследование посвящено поиску оптимальных конструкций ТС автокранов и анализу их НДС в зависимости от типа опорных элементов, эксцентриситета их установки, формы сечения. Приводится разработанная на основе метода конечных элементов единая методика определения НДС полок и стенок нагруженных секций. Определяются максимальные напряжения ТС с учетом местных и внешних нагрузок в вертикальной плоскости.</p>		
[115]		<p>Уравнение движения системы:</p> $M\dot{y} + C^T \lambda = Q + F^S + F^d + F$ <p>Уравнение скорости произвольной точки системы:</p> $v^{ki} = \dot{\xi}^k + T^k \tilde{q}^{ki} \bar{w}^k + T^k \phi^{ki} B^{ki} \chi^k \dot{\eta}^k$
<p><b>Комментарий:</b> Динамическая модель ССК содержит 3 жестких тела (корневая часть стрелы, шток и гильза ГЦ подъема) и 1 гибкое тело (ТС). Характеристики (сила реакции ГЦ, скорость подъема, перемещения точек стрелы) мобильного крана определяются с помощью гибкого многотельного анализа, в котором жесткое и упругое движение системы формулируется с использованием абсолютных координат и модальных переменных. Гибкое тело моделируется методом конечных элементов, а модальные переменные используются в качестве упругих переменных с помощью модального преобразования. Для определения уравнений движения гибкой многотельной системы используется метод конечных элементов и метод Кейна.</p>		
[107]		<p>Уравнение частот свободных колебаний:</p> $\det C = 0$ <p>Где вектор множителей Лагранжа:</p> $C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix}$
<p><b>Комментарий:</b> Дискретно-непрерывная модель автокрана включает трехсекционную ТС, ГЦ подъема и систему упругой опоры. Рассматривались только свободные вертикальные колебания. В аналитической модели секции, цилиндр и шток ГЦ смоделированы балками Бернулли-Эйлера, опорные элементы и взаимосвязи между штоком и поршнем заменены поступательными пружинами. Крепление ТС и ГЦ к поворотной раме моделируется поступательными и вращательными пружинами, учитывающими жесткость грунта, шасси, аутригеров. Для постановки и решения задачи колебаний системы используется метод множителей Лагранжа. Идентификация дискретно-непрерывной модели состояла в определении пружинных констант, заменяющих упругую опорную систему. Значения этих констант были определены на основе решения задачи оптимизации и экспериментального модального анализа на лабораторной модели.</p>		

Продолжение таблицы 1.1

Исследования	Расчетная схема	Математическая модель
[23]	<p>Универсальная расчетная схема ГЦ:</p>  <p>Расчетная схема ГЦТ:</p>  <p>Расчетная схема ТС:</p>  <p>Расчетная схема «стрела-ГЦТ»</p> 	<p>Уравнение упругой линии:  <math>Y^{IV}(x) + \lambda^2 Y''(x) = q(x)/EI(x)</math>  <math>\lambda = \sqrt{F/EI(x)}</math>                  где:                  Решение  <math>Y = Y_0 + Y_{\text{част}}</math>                  1) при продольно-поперечном изгибе (<math>X^2 &gt; 0</math>):</p> $\begin{vmatrix} Y_1 \\ \varphi_1 \\ M_1 \\ Q_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & L & \frac{1-\cos\lambda L}{\lambda} & \frac{\lambda L - \sin\lambda L}{\lambda^2} \\ 0 & 1 & \frac{-\lambda \sin\lambda L}{\lambda} & \frac{\cos\lambda L - 1}{\lambda} \\ 0 & 0 & \cos\lambda L & \frac{\sin\lambda L}{\lambda} \\ 0 & 0 & -\lambda \cos\lambda L & \cos\lambda L \end{vmatrix} \begin{vmatrix} Y_0 \\ \varphi_0 \\ M_0 \\ Q_0 \end{vmatrix}$ <p>2) при <math>X^2 = 0</math> (поперечный изгиб):</p> $\begin{vmatrix} Y_1 \\ \varphi_1 \\ M_1 \\ Q_1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & -L & L^2/2EI & L^3/6EI & qL^4/24EI \\ 0 & 1 & -L/EI & -L^2/2EI & -qL^3/6EI \\ 0 & 0 & 1 & L & qL^2/2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} Y_0 \\ \varphi_0 \\ M_0 \\ Q_0 \end{vmatrix}$ <p>3) при <math>X &lt; 0</math> (продольный изгиб):                  В разрешающем уравнении будет отсутствовать грузовой (последний) столбец, так как уравнение не будет иметь частного решения.</p> <p>При наличии сосредоточенных воздействий, совместность граничных условий формирует матрицу перехода:</p> $F = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \zeta & 0 & \varphi \pm \gamma \\ 0 & -\mu & 1 & 0 & 0 \\ -\alpha & 0 & 0 & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$

**Комментарий:** на основе метода конечных элементов, применяя формулировку граничных условий дифф. уравнения упругой линии 4 порядка стержня постоянной жесткости в форме матричного метода продолжения, получена математическая модель прочности и устойчивости ГЦ, которая позволяет рассчитать многомерный вектор НДС в произвольном сечении ГЦ. Разработана обобщенная математическая модель ТС, в которую входит: металлоконструкция стрелы и ГЦТ [23]. Модель позволяет провести полный анализ взаимодействия металлоконструкции и ГЦ, определить дополнительные нагрузки и параметры НДС ТС и ГЦТ. Разработана методика выбора размеров поперечных сечений, исходя из требуемого уровня надежности.

## Продолжение таблицы 1.1

Исследования	Расчетная схема	Математическая модель
[120]	<p>Расчетные модели:</p> 	<p>Эквивалентные напряжения в стенке (полке) с учетом вертикальных местных нагрузок:</p> $\sigma_E = \sqrt{\sigma_{XM}^2 + \sigma_{YM}^2 - \sigma_{XM} \cdot \sigma_{YM} + 3 \cdot \tau_{YX}^2}$
<p><b>Комментарий:</b> Создана аналитическая математическая модель, описывающая НДС зоны контакта опорных элементов с секциями ТС при действии вертикальных местных нагрузок и глобального изгиба секций. В аналитической модели влияние собственного веса ТС и глобального изгиба, определенное в ходе экспериментальных испытаний, учитывалось в выражении реакций опорных элементов. Влияние собственного веса ТС и глобального изгиба было определено следующим способом: перед измерением оголовков ТС временно располагался на вертикальной опоре, а измерительная система была установлена на ноль; после этого вертикальная опора была удалена, и система зафиксировала влияние собственного веса ТС. Полученные аналитические результаты были подтверждены МКЭ, а также экспериментальными испытаниями. Вертикальные реакции опорных элементов приняты одинаковыми.</p>		
[39]		<p>Условие устойчивости:</p> $P_0 + A + P_Q \leq P_{HP}$ <p>Проверка устойчивости:</p> $M_y \geq M_w + \sqrt{2SP_Q}$ <p>П – потенциальная энергия системы, высвобождаемая при разгрузке.</p>
<p><b>Комментарий:</b> Получены аналитические зависимости, позволяющие проверить устойчивость и определить угол наклона свободно стоящего крана стрелового типа при обрыве грузового каната. Динамический опрокидывающий момент рассматривается в виде статического эквивалента. Предлагается методика экспериментальной оценки потенциальной энергии, накопленной в системе «кран-основание», которая позволяет оценить устойчивость и угол наклона крана при разгрузке [39].</p>		
[73]		<p>Условие устойчивости ССК:1</p> $kM^H_o \leq m_0 M_y$ <p>где: <math>M^H_o</math> – опрокидывающий момент, <math>M_y</math> – удерживающий момент, <math>k</math> – коэффициент перегрузки, <math>m_0</math> – коэффициент условий работы. Момент от внезапного снятия груза:</p> $M^H_{od} \leq \Delta Q (A_1 \delta)^{1/2}$
<p><b>Комментарий:</b> Предлагается расчет устойчивости ССК при действии опрокидывающего момента от внезапного снятия груза и нормативных нагрузок (вес ССК, ветровая нагрузка), при учете предельного угла наклона площадки и наименьшего угла наклона крана.</p>		



Продолжение таблицы 1.1

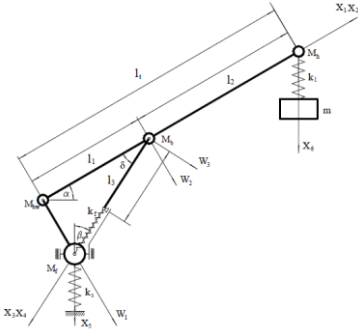
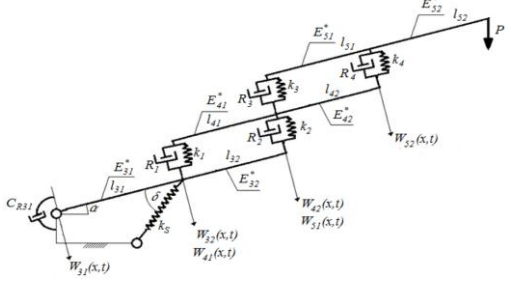
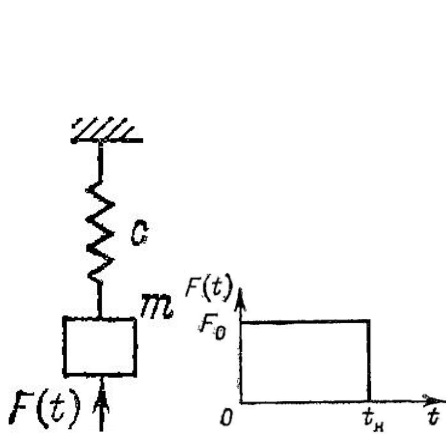
Исследования	Расчетная схема	Математическая модель
<p>[82]</p>	<p>1) расчетная схема податливости подвижных секций ТС:</p> <p>2) расчетная схема раскачки груза в процессе поворота платформы:</p>	<p>1) Уравнение движения динамической модели ТС:</p> <p>Для свободный колебаний:</p> $\begin{cases} C_{11}\ddot{\varphi}_1 + G_{11}\varphi_1 + C_{12}\ddot{\varphi}_{12} + G_{12}\varphi_2 = 0 \\ C_{21}\ddot{\varphi}_1 + G_{21}\varphi_1 + C_{21}\ddot{\varphi}_{12} + G_{22}\varphi_2 = 0 \end{cases}$ <p>Решение:</p> $\begin{cases} \varphi_1 = A_1 \sin(p_1 t) + A_2 \sin(p_2 t) \\ \varphi_2 = \lambda_1 A_1 \sin(p_1 t) + \lambda_2 A_2 \sin(p_2 t) \end{cases}$ <p>Для вынужденный колебаний:</p> $\begin{cases} C_{11}\ddot{\varphi}_1 + G_{11}\varphi_1 + C_{12}\ddot{\varphi}_2 + G_{12}\varphi_2 = pl_1 \\ C_{21}\ddot{\varphi}_1 + G_{21}\varphi_1 + C_{22}\ddot{\varphi}_2 + G_{22}\varphi_2 = pl_2 \end{cases}$ <p>2) Уравнение движения груза:</p> $\begin{cases} J\ddot{\psi} + m[\ddot{\psi}(y^2 + (L+x)^2) + 2\dot{\psi}(y\dot{y} + (L+x)\dot{x}) + y\ddot{x} - (L+x)\ddot{y}] = -M \\ \ddot{\psi} \cdot y + \dot{\psi} \cdot \dot{y} + \ddot{x} = -gx/l \\ -\ddot{\psi}(L+x) - \dot{\psi} \cdot \dot{x} + \ddot{y} = -gy/l \end{cases}$ <p>Решение:</p> $\begin{cases} \ddot{\psi} = -\phi(x, y, \dot{x}, \dot{y}, \dot{\psi}) \\ \ddot{x} = -gx/l + y \cdot \phi - \dot{\psi} \cdot \dot{y} \\ \ddot{y} = -gy/l - (L+x) \cdot \phi + \dot{\psi} \cdot \dot{y} \end{cases}$

**Комментарий:** Разработана аналитическая мат. модель и методика расчета перемещений оголовка ТС в плоскости действия боковой нагрузки при повороте платформы; разработана математическая модель колебаний груза. Мат. модели составлены с помощью уравнения Лагранжа 2-го рода. Получены зависимости для определения частот колебаний и перемещений секций и оголовка стрелы, позволяющие проанализировать факторы для снижения горизонтального перемещения (отклонения из плоскости стрелы) оголовка. Определено влияние контактной жесткости ТС, боковых зазоров между секциями и боковой нагрузки (раскачки груза) на перемещение оголовка.

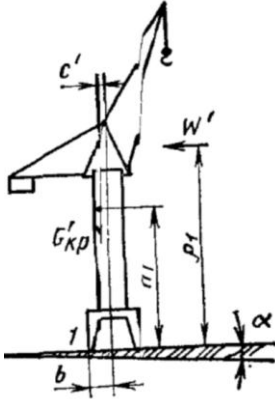

<p>[92]</p>	<p>Расчетная схема «стрела-груз»:</p>	<p>Система уравнений для трехмассовой расчетной схемы (стрела-груз):</p> $\begin{aligned} & \ddot{x}_1 m_1 + C_1 [x_1 - L(\varphi_2 + \varphi_{20}) \cos \alpha] + \\ & r_1 [\dot{x}_1 - L(\dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_{20}) \cos \alpha] - m_1 g = 0 \\ & J_{20} \ddot{\varphi}_{20} - (C_1 [x_1 - L(\varphi_2 + \varphi_{20}) \cos \alpha] + \\ & r_1 [\dot{x}_1 - L(\dot{\varphi}_2 + \dot{\varphi}_{20}) \cos \alpha]) h_1 - m_2 g h_1 + M_{пр} + \\ & (C_2 L \varphi_{20} \cos \theta + r_2 L \dot{\varphi}_{20} \cos \theta) h_2 = 0 \\ & J_2 \ddot{\varphi}_2 - m_2 g h_2 + [C_3 L_0 \varphi_2 \sin(\beta - \omega) + r_2 L_0 \dot{\varphi}_2 \sin(\beta - \omega)] h_3 - \\ & (C_2 L \varphi_{20} \cos \theta + r_2 L \dot{\varphi}_{20} \cos \theta) h_{20} = 0 \end{aligned}$ <p>Система уравнений для двухмассовой расчетной схемы (привод-груз):</p> $\begin{aligned} & P_{пр} + m_c \frac{d^2 x_4}{dt^2} - r_{пр} (\dot{x}_4 - \dot{x}_1) - C_{пр} (x_4 - x_1) = 0 \\ & C_{пр} (x_4 - x_1) - m_c \frac{d^2 x_4}{dt^2} + r_{пр} (\dot{x}_4 - \dot{x}_1) - Q_1 = 0 \end{aligned}$
-------------	---------------------------------------	--

**Комментарий:** Разработаны математические модели и методика составления расчетных схем для механизма подъема груза, ТС и ССК в целом для расчета основных динамических параметров при колебаниях в вертикальной плоскости в процессе подъема и опускания груза. Предложены две динамические мат. модели «механизм подъема-стрела-груз». 2-х массовая упругая динамическая система (для гидравлических ССК небольшой и средней грузоподъемности), включает приведенный к полиспаду подъема массу механизма привода и груза, упругий элемент между ними с приведенной к полиспаду подъема суммарной жесткостью и приведенным коэффициентом демпирования (учитывающие жесткости канатов, ГЦ подъема стрелы, механизма выдвигания телескопируемых частей стрелы и изгибную жесткость ТС в вертикальной плоскости). 3-х массовая упругая динамическая система (для ССК большой грузоподъемности), включает приведенные массы груза, выдвигной и неподвижной части ТС, связанные упруго-демпферными элементами [92].

## Продолжение таблицы 1.1

Исследования	Расчетная схема	Математическая модель
[112]		<p>Уравнение движения:</p> $E_i J_i w^{IV}_i(x_i) + P_i w^{II}_i(x_i) - p_i A_i w^2 w_i(x_i) = 0$ <p>(<math>i=1,2,3</math>)</p> <p>Решение:</p> $w_i(x_i) = C_{i1} \operatorname{ch} \frac{\lambda_i}{l_i} x_i + C_{i2} \operatorname{sh} \frac{\lambda_i}{l_i} x_i + C_{i3} \cos \frac{\tilde{\lambda}_i}{l_i} x_i + C_{i4} \cos \frac{\tilde{\lambda}_i}{l_i} x_i$
<p><b>Комментарий:</b> Разработаны две динамические модели ТС-кран: численная модель, построенная методом конечных элементов с использованием пакета COSMOS/M; дискретно-непрерывная (аналитическая) модель, которая содержит приведенные массы, стержни, три коэффициента жесткости: выносных опор, ГЦ подъема ТС, эквивалентная жесткость ТС и каната. Аналитическая задача о колебаниях системы формулируется с использованием принципа Гамильтона.</p>		
[105]		<p>Уравнение движения:</p> $E_{mn} J_{mn} \frac{\partial^4 W_{mn}(x_{mn}, t)}{\partial^4 x_{mn}} + E^*_{mn} J_{mn} \frac{\partial^5 W_{mn}(x_{mn}, t)}{\partial^4 x_{mn} \partial t} + P_{mn} \frac{\partial^2 W_{mn}(x_{mn}, t)}{\partial^2 x_{mn}} + r_{mn} A_{mn} \frac{\partial^2 W_{mn}(x_{mn}, t)}{\partial t^2}$ <p>Решение:</p> $w^{IV}_{mn}(x_{mn}) + b^2_{mn} w^{II}_{mn}(x_{mn}) - q_{mn} w_{mn}(x_{mn}) = 0$
<p><b>Комментарий:</b> Представлена балочная модель ТС, включающая три секции; поступательные пружины, моделирующие жесткость опорных элементов и ГЦ подъема; поступательные демпферы, моделирующие вязкость опорных элементов; вращательный демпфер, моделирующий сопротивление в точке крепления стрелы к раме. Модель также учитывает вязкоупругость материала секций, характеризуемого модулем упругости и коэффициентами вязкости. Аналитическая задача о колебаниях системы формулируется с использованием принципа Гамильтона. Рассчитаны частоты затухающих колебаний и степень затухания колебаний системы.</p>		
[38, 85]		<p>Дифф. уравнение движения:</p> $m\ddot{y} + cy = F(t)$ <p>Колебания при мгновенном приложении нагрузки (<math>t &lt; t_H</math>):</p> $y = y_{cm} (1 - \cos 2\pi t / \tau)$ <p>Колебания при мгновенной разгрузке:</p> $y = y_{cm} \cos 2\pi t / \tau$ <p>При этом наибольшее ускорение:</p> $\ddot{y}_{\max} = Q / m$ <p>Колебания при кратковременном приложении нагрузки:</p> $\text{при } t \geq 0,5\tau : y = y_{cm} (1 - \cos 2\pi t / \tau)$ $\text{при } t < 0,5\tau : y = 2 y_{cm} \sin(\pi t_H / \tau) \sin(\pi t / \tau) (2t - t_H)$
<p><b>Комментарий:</b> Рассматриваются колебания одномассовой системы с одной степенью свободы при действии: нагрузки, приложенной мгновенно; нагрузки, приложенной кратковременно. Определены ускорения, перемещения и частоты системы.</p>		

## Продолжение таблицы 1.1

Исследования	Расчетная схема	Математическая модель
[19]		<p>Условие равновесия крана:</p> $M'_{G_{кр}} - M'_B - M'_{зан} - M'_{Q_c} \geq 0$ $M'_{Q_c} = Q'_c(a-b) = 0,1 \cdot Q_c(a-b)$ <p>где <math>M'_{Q_c}</math> – момент, образованный внезапным снятием нагрузки, <math>Q_c</math> – вес груза.</p> <p>Кинетическая энергия стрелы:</p> $A_0 = G_c y \cdot [\cos(\theta_0 - \cos\theta_1) - \cos\theta_0]$ <p>где <math>\theta_1</math> – угол поворота стрелы при снятии нагрузки.</p> <p>Начальная угловая скорость стрелы:</p> $w_0 = \sqrt{2A_0 / J_c}$
<p><b>Комментарий:</b> Выполняется аналитический расчет стрелового крана (общий для любого типа стрелового крана) на устойчивость при внезапном снятии нагрузки со стрелы. Разработаны формулы определения угла поворота и начальная угловая скорость стрелы после снятия нагрузки.</p>		
[21]		<p>Применение численного моделирования, формулы не представлены.</p>
<p><b>Комментарий:</b> В программном комплексе SolidWorks выполнено численное моделирование нагруженности ССК, оборудованного ТС, при внезапном снятии нагрузки. Установлено влияние резкой разгрузки на ускорение оголовка ТС и взаимодействие выносных опор с грунтом, методом конечных элементов определено НДС конструкции.</p>		

С целью анализа наиболее значимых существующих методов исследования ТС грузоподъемных кранов на максимальные напряжения (I), колебания (II) и нагруженность при внезапном снятии нагрузки (III) в зависимости от выбранных показателей была составлена сравнительная таблица 1.2.

Таблица 1.2. Сравнение методов исследования ТС

	показатель исследование	Главный определяемый параметр	Нагружение: динамическое, статическое	Расчетная схема и ММ включает: МК ТС, ГЦТ; ГЦ подъема	Учет изгибной жесткости ТС в плоскости: продольной, поперечной	Учет зазоров ТС в плоскости: продольной, поперечной	Учет местных нагрузок ТС/опорных элементов
I	[11]	НДС	статическое	МК ТС	—	—	+
	[78]	НДС	статическое	МК ТС	—	—	+
	[34]	НДС	статическое	МК ТС	—	—	+
	[98]	НДС, колебания, нагрузки	динамическое	МК ТС	продольная поперечная	—	—
	[69, 70]	НДС	статическое	МК ТС	—	—	+
	[23]	НДС	статическое	МК ТС+ГЦТ + ГЦ подъема	продольная поперечная	продольная поперечная	—
	[60]	НДС	статическое	МК ТС + ГЦ подъема	—	—	—
	[120]	НДС	статическое	МК ТС	—	—	+
II	[82]	колебания ТС, нагрузки	динамическое	МК ТС	поперечная	поперечная	+
	[92]	Нагрузки, колебания ТС и груза	динамическое	МК ТС+ ГЦ подъема	продольная	—	—
	[112]	колебания ТС	динамическое	МК ТС + ГЦ подъема	—	—	—
	[115]	реакции, колебания	динамическое	МК ТС + ГЦ подъема	продольная	—	—
	[107]	колебания ТС	динамическое	МК ТС + ГЦ подъема	продольная	—	+
	[105]	колебания ТС	динамическое	МК ТС + ГЦ подъема	продольная	—	+
III	[38, 85]	колебания	динамическое	МК ТС	—	—	—
	[19]	устойчивость крана	статическое	МК стрелы	—	—	—
	[73]	устойчивость крана	статическое	МК стрелы	—	—	—
	[39]	устойчивость крана	статическое	МК стрелы	—	—	—
	[21]	НДС, колебания	динамическое	МК ТС + ГЦ подъема	—	+	—

В результате анализа существующих методов исследования ТС грузоподъемных кранов, можно заключить, что в настоящее время не найдено решений ряда проблем, связанных с исследованием ТС, в частности, недостаточно изучено:

1. Влияние вертикальных и горизонтальных (боковых) зазоров между секциями на нагруженность и общую жесткость ТС в условиях динамического режима нагружения.

2. Нагружение и жесткость ТС при учете взаимодействия телескопических секций с опорными элементами, ГЦТ и ГЦ подъема в динамическом режиме

нагружения. Взаимодействие МК ТС с ГЦ подъема учитывается: в работах [1, 2, 19, 35, 85], как приведение жесткости ГЦ к упругой связи между сосредоточенными приведенными массами; в работе [60] взаимодействующие элементы представлены тонкостенными стержнями, система применима для статического нагружения; в исследованиях [92, 105, 107, 112] ГЦ моделируется поступательными пружинами в динамической модели. Взаимодействие МК ТС с ГЦТ и ГЦ подъема учитывается в единственной работе из всех [23], но в статическом нагружении.

Важность учета взаимодействия МК ТС с ГЦТ определяется следующими факторами: влияние ГЦТ на общую жесткость и на характер колебаний ТС; влияние ГЦТ на НДС металлоконструкции ТС в результате воздействия ГЦТ своим весом на ТС и принятия ГЦТ части внешней нагрузки, передающейся через стенки стрелы. Также, в процессе нагружения вследствие деформирования стенок и полок ТС, а также ГЦТ, в отдельных сечениях стрелы может произойти закрытие зазора между ГЦ и МК стрелы, что создаст дополнительные опоры, которые в отдельных случаях существенно меняют величины изгибающих моментов в смежных конструкциях [20, 23]. Важность учета взаимодействия МК ТС с ГЦ подъема определяется следующими факторами: изменение угла наклона стрелы и отклонение от прямолинейности оси стрелы из плоскости вследствие деформации ГЦ подъема-опускания; также жесткость, прочностные характеристики и место крепления ГЦ подъема значительно влияют на колебательный процесс стрелы и НДС ТС, в частности, в месте крепления возникают наибольшие напряжения от общего изгиба.

3. Совместное действие вертикальных и горизонтальных, внешних и местных нагрузок на телескопическую стрелу в динамическом режиме нагружения.

4. Нагружение ТС от воздействия внезапного снятия нагрузки: в [1, 2, 19, 85] расчет ТС представляется, как расчет двухопорной балки на прочность, жесткость и устойчивость, при этом отсутствует методика определения нагрузки на стрелу, образованной внезапной разгрузкой; в [38, 85] рассматривается

движение одномассовой системы крана, не учитывается взаимодействие составляющих элементов стрелы; в [19, 39, 73] исследования ТС от воздействия внезапного снятия нагрузки рассматриваются в рамках расчета грузоподъемного крана на устойчивость; в [21] в динамическом движении не учитывается изгибная жесткость стрелового оборудования, не представлена аналитическая модель расчета и методика определения нагрузок.

Широко распространена практика исследования сложных динамических систем с применением компьютерного моделирования [49, 53, 59]. Существует множество мощных программных математических комплексов для автоматизации инженерных расчетов, анализа и моделирования физических процессов, проверки и оптимизации технических решений. Расчетная часть в таких системах чаще всего основана на методе конечных элементов. Системы автоматизированного компьютерного моделирования являются наиболее мощными средствами исследования сложных динамических систем в связи с низкой себестоимостью, трудоемкостью и высоким уровнем точности, качества, комплексности и безопасности моделирования с возможностью его визуализации и автоматизации. Исследования грузоподъемных машин, оборудованных ТС, посредством численного моделирования отражены в работах [56, 108, 110, 111, 117, 118, 119]. Но, несмотря на то, что программные математические комплексы обладают рядом достоинств по сравнению с расчетами методами механики, некоторая сторона численных методов требуют проверки и настройки математическими моделями. Примерами исследований грузоподъемных машин, оборудованных ТС, посредством аналитических методов, могут служить [19, 34, 82, 85, 92, 98, 121, 122, 123].

Аналитические методы характеризуются высокой точностью и достоверностью, но также обладают недостатками, в частности: ограниченность рассматриваемых параметров изучаемого объекта, ограниченный диапазон точных решений, сложность исследования больших динамических систем. Повышение достоверности исследований можно достигнуть комбинированным применением численного и аналитического моделирования. Примерами

совместного использования численного и аналитического анализа грузоподъемных машин, оснащенных ТС, служат работы [106, 107, 109, 112, 116, 120, 124, 125]. В связи с этим исследование состояния ТС в режиме динамического нагружения в данной работе выполняется аналитическими методами совместно с методами автоматизированного компьютерного моделирования.

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

1. Воздействие внешних сил на ТС в период эксплуатации грузоподъемной машины является одним из основных причин аварий и несчастных случаев при работе грузоподъемного крана. Кроме того, ТС являются наиболее дорогостоящим элементом крана (без учета шасси), оснащенного телескопическим стреловым оборудованием.

2. Для стрелового оборудования грузоподъемных кранов наиболее опасным видом нагружения является динамический режим нагружения; к наиболее критичным видам динамического режима нагружения ТС можно отнести нагружение: в результате резкого снятия грузовой нагрузки, при действии значительной инерционной нагрузки раскачивания груза, при эксплуатации ТС в условиях увеличенных зазоров между секциями. При этом максимальные напряжения ТС образуются в результате суммирования местных и внешних нагрузок в областях расположения опорных элементов.

3. В результате анализа существующих методов и методик исследования ТС грузоподъемных кранов установлено, что в настоящее время не найдено решений ряда проблем, связанных с исследованием ТС, в частности, недостаточно изучено:

- влияние вертикальных и горизонтальных (боковых) зазоров между секциями на нагруженность и общую жесткость ТС в условиях динамического нагружения;

- нагружение и жесткость ТС при учете взаимодействия телескопических секций с опорными элементами, ГЦТ и ГЦ подъема в динамическом режиме нагружения;

- совместное действие вертикальных и горизонтальных, внешних и местных нагрузок на ТС в динамическом режиме нагружения;

- нагружение ТС от воздействия внезапного снятия нагрузки.

4. Исходя из актуальности создания универсальных и точных методов исследования ТС, адекватно отражающих поведение конструкции в условиях динамического нагружения, целью работы является совершенствование методов исследования динамического режима нагружения ТС грузоподъемных кранов.

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

5.1. Анализ существующих методов исследования динамического нагружения ТС грузоподъемных кранов.

5.2. Разработка математических моделей движения системы «Рабочее оборудование - груз» для определения основных динамических параметров ТС и крана в целом при колебаниях их в вертикальной и горизонтальной плоскостях с учетом взаимодействия металлоконструкции ТС с опорными элементами, ГЦТ и ГЦ подъема стрелы, жесткости контактирующих элементов, а также с учетом влияния вертикальных и горизонтальных межсекиционных зазоров.

5.3. Разработка методики контроля общей и местной устойчивости ТС, учитывающей совместное действие внешних и местных горизонтальных и вертикальных нагрузок и позволяющей помимо контроля устойчивости установить максимальное динамическое напряженное состояние элементов ТС в функции времени;

5.4. Разработка методики исследования нагружения ТС при внезапном снятии нагрузки, исследование нагруженности ТС от воздействия мгновенного снятия веса груза.

5.5. Исследование нагруженности ТС при повороте системы «Рабочее оборудование - груз» с учетом взаимодействия ТС с опорными элементами, ГЦТ и ГЦ изменения вылета стрелы, жесткости контактирующих элементов, а также с учетом влияния вертикальных и горизонтальных межсекиционных зазоров.



5.6. Разработка математических моделей общей жесткости телескопического стрелового оборудования, учитывающих влияние межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливости опорных элементов, изгибной жесткости секций, ГЦТ и ГЦ подъема стрелы на общую жесткость и нагруженность стрелового оборудования.

5.7. Анализ результатов исследований, вывод рекомендаций по повышению безопасной эксплуатации ССК, оборудованных ТС; предложение устройства, повышающего надежность эксплуатации ССК, оборудованных ТС.

6. Для достижения поставленной цели предполагается использование следующих методов: анализ существующих исследований в области расчета, конструирования, изготовления и эксплуатации ТС; аналитическое моделирование (методы аналитической механики (раздел Теория колебаний), механики деформирования твердого тела (раздел Сопротивление материалов)); методы численного моделирования (методы автоматизированного компьютерного моделирования: среда специализированного функционала Motion программного комплекса SolidWorks, модули проведения расчетов методом конечных элементов SolidWorks Simulation и Solid Edge Simulation, система компьютерной алгебры Mathcad); теория планирования эксперимента.

## **ГЛАВА 2 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО РЕЖИМА НАГРУЖЕНИЯ СИСТЕМЫ «РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ-ГРУЗ»**

### **2.1 Разработка математической модели движения и нагружения динамической системы**

В данном пункте выполняется разработка математических моделей движения (колебаний) и нагруженности системы «ТС – груз» в вертикальной (плоскости подвеса груза) и горизонтальной плоскости (продольной плоскости ТС) в режиме динамического нагружения при учёте изгибной жесткости элементов ТС, вертикальных и горизонтальных межсекционных зазоров, а также взаимодействия телескопических секций, ГЦТ и ГЦ подъема.

Исследование динамики системы «Рабочее оборудование - груз» осуществляется на примере железнодорожного крана «Сокол 80.01М», оснащённого гидрофицированным телескопическим оборудованием. Исследование проводится при опорном контуре с максимально выдвинутыми аутригерами, максимальном угле подъема ( $49^{\circ}20'$ ), максимальной длине стрелы ( $L_{0-2}=25\text{м}$ ) и соответствующей этим показателям вылете ( $L$ ) в 13 м и грузоподъемности в 25 т. Угол поворота в плане был выбран в  $35^{\circ}$  от оси колеи; частота вращения поворотной платформы – 1 об/мин.

В качестве рассматриваемых режимов нагружения выбрано: штатное нагружение ТС при повороте; внезапная просадка выносной опоры ССК в процессе поворота; внезапное снятие нагрузки с ТС.

#### **2.1.1 Определение расчетной схемы «рабочее оборудование-груз»**

В связи с тем, что колебательные движения рабочего оборудования крана носят пространственный характер, математическая модель системы «рабочее оборудование-груз» разрабатывается как система двух динамических моделей, описывающих движение механической системы в вертикальной и горизонтальной, взаимоперпендикулярных плоскостях.

При исследовании динамического движения «Рабочее оборудование - груз», действительная многомассовая система «ТС-груз» представляется упрощенными

динамическими моделями (расчетными схемами), состоящими из сосредоточенных приведенных масс, соединенных упруговязкими элементами (коэффициентами жесткости и демпфирования). Составляются две отдельные динамические модели, первая, семимассовая, описывает движение груза и элементов ТС в вертикальной плоскости, а вторая, шестимассовая, – описывает движение элементов ТС в горизонтальной плоскости, и в случае отсутствия груза – вертикальной (рис. 2.1). Схемы взаимодействия элементов ТС, входящие в общие расчетные схемы, для удобства восприятия вынесены отдельно (рис. 2.2 – 2.3).

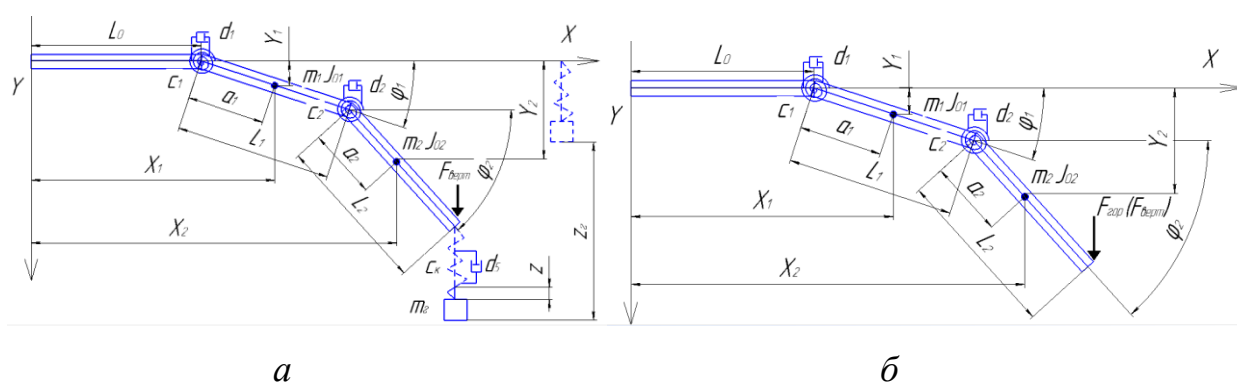


Рис. 2.1. Общий вид расчетной схемы телескопического стрелового оборудования:

*a* – семимассовая; *б* – шестимассовая

Шестимассовая динамическая аналитическая модель включает массы: средней и верхней секций, верхнего и нижнего штока, верхнего и нижнего поршня, соединенные между собой упруговязкими элементами (коэффициентами жесткости и демпфирования). Семимассовую динамическую аналитическую модель составляют те же приведенные массы и дополнительно – масса груза.

Упруговязкие связи ( $c_1$ – $c_4$ ,  $d_1$ – $d_4$ ) в узлах сочленений динамической модели адекватно воспроизводят затухающие колебания секций ТС (рис. 2.1). Колебательные движения ТС в продольной и поперечной плоскостях, а также подверженность прогибу и изгибу, обусловлены внешней нагрузкой, изгибной жесткостью протяженного телескопического стрелового оборудования и наличием в конструкции ТС зазоров между секциями (технологических и зазоров,

образовавшихся в результате износа опор скольжения и боковых упоров). Затухающий характер колебательные процессы принимают в результате действия диссипативных сил (сил трения). Углы отклонения подвижных секций системы: средней –  $\varphi_1$  и верхней –  $\varphi_2$  принимаются за обобщенные координаты  $q_1$  и  $q_2$  математической модели.

Механизм выдвижения секций ТС железнодорожного крана «Сокол 80.01М» включает два поршневых ГЦ двухстороннего действия.

В процессе эксплуатации ГЦ в результате продольно-поперечного нагружения деформируется – происходит взаимное перекашивание элементов ГЦ на определенный угол. Полный прогиб ГЦ определяется следующими составляющими: прогибом ГЦ вследствие наличия конструктивных и технологических зазоров в сопряжениях; прогибом, образованным в результате возможного начального искривления длинномерных элементов ГЦ; прогибом вследствие эксплуатационного искривления штока; прогибом в результате радиальной деформации под давлением корпуса; прогибом вследствие поперечного нагружения; прогибом в результате наличия силового поворота в опорных элементах; прогибом вследствие продольного нагружения [44]. Возникающие в сечениях ГЦ изгибающие моменты обуславливают появление в зоне контакта направляющих поясков поршней и втулок сосредоточенных усилий, которые приводят к местному деформированию поршня, стенок гильзы и смятию направляющих поясков. Деформирование сочлененных элементов вызывает возникновение дополнительного угла перекоса, пропорционального изгибающему моменту. Описанное явление адекватно учитывается в модели при наличии в узле сочленения упругого шарнира ( $c_3, d_3$ ) [23]. В связи с начальным и эксплуатационным искривлением штока, наиболее проявляемом при значительно и полностью выдвинутом штоке, особенно для длинноходовых ГЦ, целесообразно поместить упругий шарнир ( $c_4, d_4$ ) в выдвинутой части штока на некотором расстоянии от узла сопряжения (рис. 2.2 – 2.3).

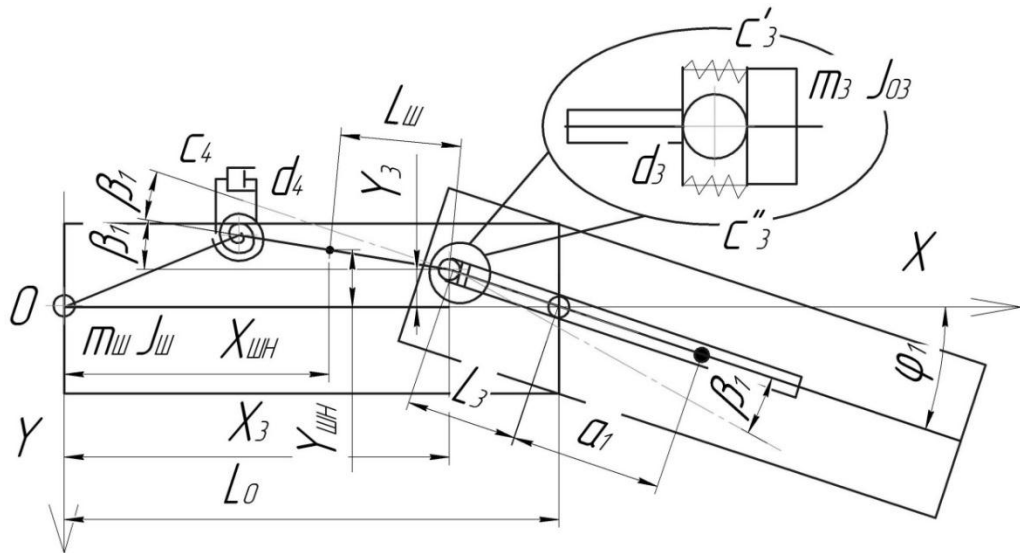


Рис. 2.2. Расчетная схема взаимодействия элементов ТС (для средней секции и нижнего ГЦТ)

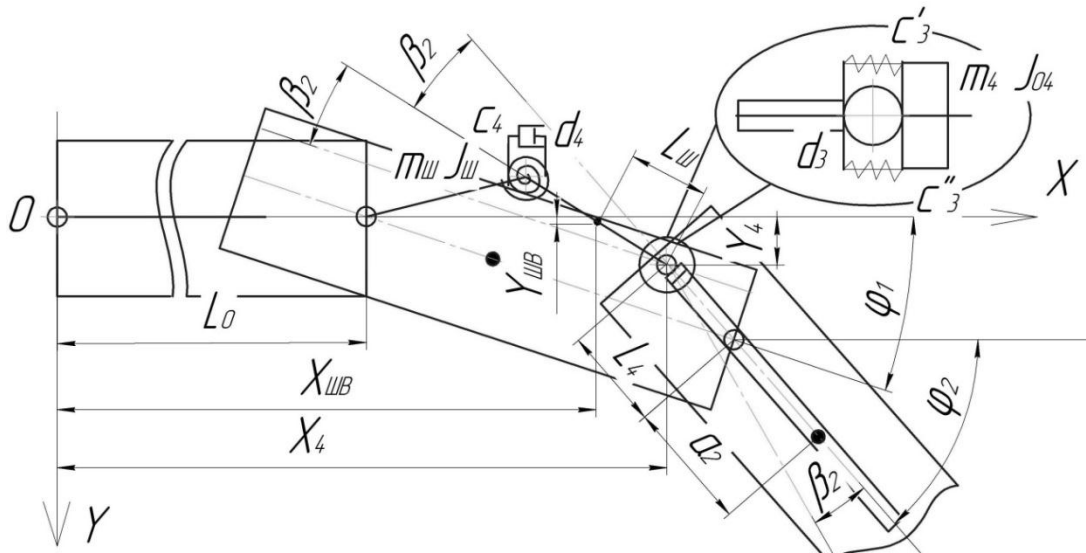


Рис. 2.3. Расчетная схема взаимодействия элементов ТС (для верхней секции и верхнего ГЦТ)

В зависимости от положения поршня в гильзе, их диаметров и значений зазоров возможны три варианта контактирования. Первый вариант имеет место, когда зазор во втулке больше зазора в гильзе; во втором варианте зазор между поршнем и гильзой превышает зазор между штоком и втулкой; при третьем варианте зазор между поршнем и гильзой равен зазору между штоком и втулкой [23]. Все три варианта соответственно аналогичны для двух возможных расчетных схем: перемещение штока с поршнем при относительно неподвижной гильзе и наоборот – перемещение гильзы при относительной неподвижности

остальных сопрягаемых элементов ГЦ. В связи с тем, что существование всех трех схем контактирования элементов ГЦ равновозможно, а принцип их изучения аналогичен, рассмотрим в качестве примера первый вариант контактирования элементов ГЦ.

При рассмотрении взаимодействия элементов с целью уменьшения размерности задачи примем допущение, что три угла: перекоса между поршнем и гильзой, перекоса между штоком и гильзой, перекоса между штоком и нижней секцией равны. Угол перекоса поршня и штока  $\beta_1$  нижнего ГЦТ принимается в качестве третьей обобщенной координаты  $q_3$  рассматриваемых систем, угол перекоса поршня и штока  $\beta_2$  верхнего ГЦТ – в качестве четвертой обобщенной координаты  $q_4$ .

В связи со схожестью конструктивного устройства и взаимодействия элементов рабочего оборудования в рассматриваемых плоскостях, принимается, что расчетные схемы (рис. 2.1, б; рис. 2.2 – 2.3) одинаково применимы для описания движения системы и взаимодействия элементов системы в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

В качестве нагрузки для семимассовой модели принимаются внешние кратковременные возмущающие силы, действующие в плоскости подвеса груза: силы инерции груза, возникающие при просадки опор крана, динамические нагрузки при подъеме груза и торможении при опускании груза. В качестве нагрузки для шестимассовой модели принимаются внешние возмущающие силы, действующие в *вертикальной* плоскости: кратковременная нагрузка от внезапного снятия веса груза; и в *горизонтальной* плоскости: сила инерции при повороте, боковая циклическая нагрузка раскачивания груза и кратковременная боковая нагрузка при внезапном и кратковременном горизонтальном забросе груза. Исходя из расчетных схем и целей исследования, в таблицу 2.1 были сведены входные параметры динамических моделей.

Таблица 2.1. Входные параметры систем

Входные параметры					
Обозначение параметра	Параметр	ЕИ	Обозначение параметра	Параметр	ЕИ
$J_{01}$	Момент инерции средней секции	$кг \cdot м^2$	$m_1$	Масса средней секции	кг
$J_{02}$	Момент инерции верхней секции	$кг \cdot м^2$	$m_2$	Масса верхней секции	кг
$J_{03}$	Момент инерции поршня нижнего ГЦ	$кг \cdot м^2$	$m_3$	Масса поршня нижнего ГЦ	кг
$J_{04}$	Момент инерции поршня верхнего ГЦ	$кг \cdot м^2$	$m_4$	Масса поршня верхнего ГЦ	кг
$J_{ш}$	Момент инерции штока	$кг \cdot м^2$	$m_{ш}$	Масса штока	кг
$D_{ц}$	Диаметр цилиндра	м	$m_{г}$	Масса груза	кг
$L_0$	Длина нижней секции	м	$X_1, Y_1$	Координаты центра тяжести средней секции	м
$L_1$	Длина средней секции	м	$X_2, Y_2$	Координаты центра тяжести верхней секции	м
$L_2$	Длина верхней секции	м	$X_3, Y_3$	Координаты центра тяжести узла сочленения нижнего ГЦ	м
$L_3$	Расстояние от узла сочленения элементов нижнего ГЦТ до центра поворота средней секции	м	$X_4, Y_4$	Координаты центра тяжести узла сочленения верхнего ГЦ	м
$L_4$	Расстояние от узла сочленения элементов верхнего ГЦТ до центра поворота верхней секции	м	$X_{шн}, Y_{шн}$	Координаты центра тяжести нижнего штока	м
$L_{ш}$	Длина штока от центра тяжести до сочленения ГЦ	м	$X_{шв}, Y_{шв}$	Координаты центра тяжести верхнего штока	м
$c_1$	Коэффициент контактной жесткости сочленения нижней и средней секций	$\frac{H}{м}$	$d_1$	Коэффициент демпфирования в сочленении нижней и средней секций	$c_1$
$c_2$	Коэффициент контактной жесткости сочленения средней и верхней секций	$\frac{H}{м}$	$d_2$	Коэффициент демпфирования в сочленении средней и верхней секций	$c_2$
$c'_3$	Верхний коэффициент жесткости узла сочленения ГЦ	$\frac{H}{м}$	$d_3$	Коэффициент демпфирования узла сочленения ГЦ	
$c''_3$	Нижний коэффициент жесткости узла сочленения ГЦ	$\frac{H}{м}$	$d_4$	Коэффициент демпфирования штока	
$c_4$	Коэффициент жесткости штока	$\frac{H}{м}$	$d_5$	Коэффициент демпфирования каната	
$c_k$	Коэффициент жесткости грузового каната	$\frac{H}{м}$	$a_1$	Расстояние от края средней секции до её центра тяжести	м
			$a_2$	Расстояние от края верхней секции до её центра тяжести	м

Определение приведенных масс, моментов инерции элементов телескопического стрелового оборудования осуществляется по известным методикам [26, 85].

## 2.1.2 Определение жесткости телескопической стрелы

В связи с тем, что каждая подвижная секция ТС в вертикальной плоскости опирается на верхние и нижние опорные элементы, а в горизонтальной плоскости опирание происходит на правые и левые боковые упоры, жесткость ТС можно определить как жесткость двухопорной балки (рис. 2.4). Суммарную жесткость подвижной секции ТС составляют: жесткость коробчатой секции ( $c_C$ ), жесткость ГЦТ ( $c_{ГЦТ}$ ), жесткости опорных элементов (в данном случае рассматриваются опоры скольжения) ( $c_{1ЭС}$ ,  $c_{2ЭС}$ ).

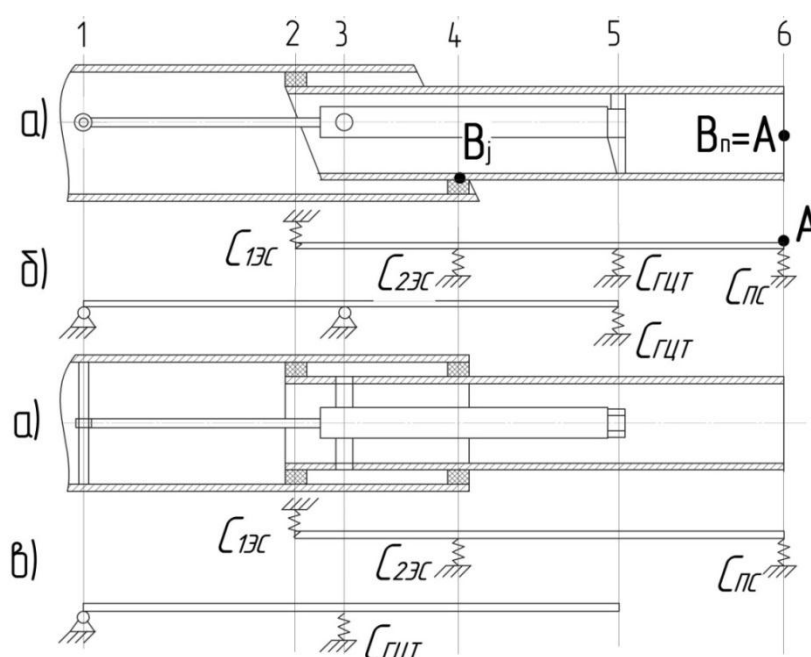


Рис. 2.4. Схема подвижной секции ТС: переделать ЭС:

а – конструктивная схема; б – схема для определения жесткости секции ТС в вертикальной плоскости; в – схема для определения жесткости секции ТС в горизонтальной плоскости

Коэффициенты жесткости опор скольжения можно определить по Закону Гука, как жесткости однородных стержней постоянного сечения, упруго деформируемых вдоль оси:

$$c_{1,2ЭС}^{Г,В} = \frac{E_p S_p}{l_p}, \quad (2.1)$$

где:  $E_p$ ,  $S_p$ ,  $l_p$  – модуль Юнга, МПа; площадь поперечного сечения,  $m^2$ ; высота полиамидных опорных элементов (как неизношенные, так и изношенные), м.



Коэффициент жесткости подвижной секции в двух плоскостях определяется, как жесткость двухопорной балки:

$$c_{ПС}^{Г,В} = \frac{3E_{ПС}J_{ПС}}{L_{ПС} \cdot (L_{ПС} - L_{ПСР})^2}, \quad (2.2)$$

где:  $E_{ПС}$ ,  $J_{ПС}$ ,  $L_{ПС}$  – модуль упругости, МПа; соответствующий момент инерции поперечного сечения,  $m^4$ ; длина секции, м;  $L_{ПСР}$  – расстояние между опорами секции, м [26, 85].

Межсекционные зазоры (конструктивных и образовавшихся в результате износа элементов сопряжения) ТС при статическом нагружении вызывают поворот секции на некоторый угол (рис. 2.5).

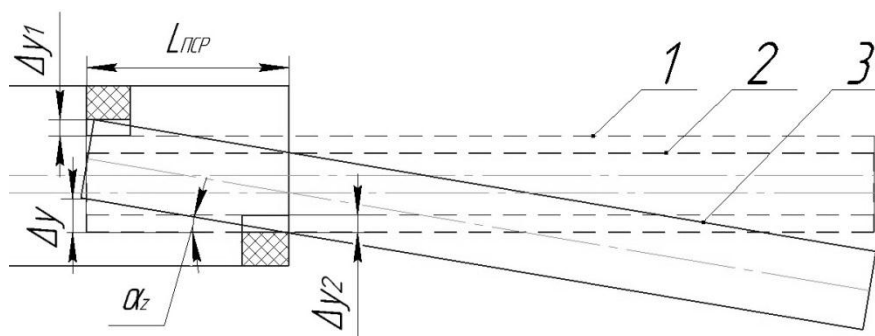


Рис. 2.5. Схема поворота секции, обусловленного межсекционными зазорами  
1 – положение при отсутствии зазоров; 2, 3 – положения при наличии зазоров

Отклонение (горизонтальное и вертикальное) оголовка секции от первоначального положения, обусловленное межсекционными зазорами, можно представить:

$$y_2^{Г,В} = L_{ПС} \cdot \sin(\alpha_z) = L_{ПС} \cdot \frac{\Delta y}{L_{ПСР}} = L_{ПС} \cdot \frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{L_{ПСР}}, \quad (2.3)$$

где:  $L_{ПС}$  – длина подвижной секции, м;  $\Delta y$  – суммарная величина межсекционных зазоров сочленения ( $\Delta y_1$  – зазор между секцией и верхней/левой опорой»,  $\Delta y_2$  – зазор между секцией и нижней/правой опорой»), м;  $L_{ПСР}$  – расстояние между опорными элементами, м;  $\alpha_z$  – угол поворота секции, вызванный межсекционными зазорами, град.

Зазор между секцией и опорами скольжения можно представить:

$$\Delta y_i = \frac{1}{2} \Delta y_K + \Delta y_{Иi} = \frac{1}{2} \Delta y_K + \frac{R_i}{R_{II}} \Delta y_{И-II}, \quad (2.4)$$

где:  $\Delta y_K$  – суммарный конструктивный зазор между секцией и элементом сопряжения, м;  $\Delta y_{Иi}$  – сумма износа опорного элемента и выработки поверхности по следу от ползунов на листах секций, м;  $\Delta y_{И-II}$  – сумма износа II-го опорного элемента и выработки на листах секций, м;  $R_i$  – реакция опоры, Н.

В связи с тем, что величины нагрузок, действующих на четыре элемента сопряжения ТС, разные (п. 2.2), можно сделать вывод, что наблюдается неравномерный износ опорных элементов. Наибольший износ характерен для области контакта II опорного элемента с поверхностью секции, так как там наблюдается наибольшая нагрузка (реакция опоры). В связи с тем, что предельный износ первоначально наступит у II опоры, определение жесткости ТС будет происходить относительно переменных величин:  $\Delta y_K$  и  $\Delta y_{И-II}$  (2.4).

Тогда выражение коэффициента жесткости подвижной секции ТС с учетом межсекционных зазоров примет вид:

$$c_{ПСЗ}^{Г,В} = \frac{F_{Bj}}{y_1^{Г,В} + y_2^{Г,В}}, \quad (2.5)$$

где  $F_{Bj}$  – приведенная сила (собственный вес и/или внешнее воздействие) к внешнему краю секции (точка  $B_j$ );  $y_1$  – перемещение оконечности секции (точка  $B_j$ ), обусловленное изгибной деформацией стрелового оборудования.

Коэффициент жесткости корневой секции и коэффициент жесткости ГЦТ в вертикальной плоскости определяется, как жесткость двухопорной балки:

$$c_{КС}^B = \frac{3E_{КС}J_{КС}}{L_{КС} \cdot (L_{КС} - L_{РКС})^2}, \quad c_{ГЦТ}^B = \frac{3E_{ГЦТ}J_{ГЦТ}}{L_{ГЦТ}(L_{ГЦТ} - L_{ГЦТР})^2}, \quad (2.6)$$

где:  $E_{КС}$ ,  $J_{КС}$ ,  $L_{КС}$  – модуль упругости, МПа, соответствующий момент инерции поперечного сечения,  $m^4$ , длина корневой секции, м,  $L_{РКС}$  – расстояние между основанием секции и месте крепления с ГЦ подъема-опускания, м;  $E_{ГЦТ}$ ,  $J_{ГЦТ}$ ,  $L_{ГЦТ}$  – модуль упругости, МПа, соответствующий момент инерции поперечного сечения,  $m^4$ , длина ГЦТ, м,  $L_{ГЦТР}$  – расстояние между опорами ГЦТ, м.

Коэффициент жесткости корневой секции в горизонтальной плоскости определяется, как жесткость двухопорной балки:

$$c_{KC}^{\Gamma} = \frac{12E_{KC}J_{KC}}{(4 \cdot (L_{KC} - L_{PKC}) + 3 \cdot L_{PKC}) \cdot (L_{KC} - L_{PKC})^2}, \quad (2.7)$$

Жесткость ГЦТ в горизонтальной плоскости, в районе цапф, определяется из соотношения с жесткостью оконечности двухопорной балки:

$$c_{ГЦТ}^{\Gamma} = \frac{12E_{ГЦТ}J_{ГЦТ}}{(4 \cdot (L_{ГЦТ} - L_{ГЦТР}) + 3 \cdot L_{ГЦТР}) \cdot (L_{ГЦТ} - L_{ГЦТР})^2} \cdot \frac{L_{ГЦТ}}{L_{ГЦТР}}, \quad (2.8)$$

Коэффициент жесткости ГЦ изменения вылета ТС:

$$c_{ГЦ} = \frac{0,785 \cdot D_{П}^2}{\frac{1,02 \cdot \delta_{П}}{E_{Ж}} + 1,17 \cdot \left(\frac{d_{Ш}}{D_{П}}\right)^2 \cdot \frac{l_{Ш}}{E_{Ш}}}, \quad (2.9)$$

где:  $D_{П}$  – диаметр поршня, м;  $\delta_{П}$  – ход поршня, м;  $d_{Ш}$  – диаметр шлангов, м;  $l_{Ш}$  – длина шлангов, м;  $E_{Ж}$  – модуль упругости шлангов гидросистемы, МПа;  $E_{Ш}$  – модуль упругости рабочей жидкости, МПа [26].

Жесткости всех элементов, приведенных к оси подвеса груза (точка А, рис. 2.4) можно определить, как:

$$c_{iA}^{\Gamma,B} = c_i^{\Gamma,B} \cdot u_i^2 \cdot \eta_i, \quad (2.10)$$

где:  $u_i$  – передаточное число,  $\eta_i$  – КПД механизма [26, 85].

Суммарная, приведенная к оси подвеса груза, жесткость многосекционной ТС в вертикальной плоскости определяется как суммарная жесткость параллельно расположенных упругих элементов:  $c_{ГЦТАi}$  и  $c_{посл-А}$ , где  $c_{посл-А}$  – жесткость последовательно расположенных упругих элементов:  $c_{1ЭСАj}$ ,  $c_{2ЭСАj}$ ,  $c_{ПСЗАj}$ ,  $c_{КСАj}$ ,  $c_{ГЦАj}$ ; суммарная, приведенная к оси подвеса груза, жесткость многосекционной ТС в горизонтальной плоскости определяется аналогичным образом, но при отсутствии ГЦ подъема:

$$c_{ТС}^B = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \left( \frac{1}{c_{1ЭСАj}^B} + \frac{1}{c_{2ЭСАj}^B} + \frac{1}{c_{ПСЗАj}^B} \right) + \frac{1}{c_{КСА}^B} + \sum_{b=1}^m \frac{1}{c_{ГЦА}^B}} + \sum_{i=1}^h c_{ГЦТАi}^B, \quad (2.11)$$

$$c_{TC}^{\Gamma} = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \left( \frac{1}{c_{1ЭСАj}^{\Gamma}} + \frac{1}{c_{2ЭСАj}^{\Gamma}} + \frac{1}{c_{ПСЗAj}^{\Gamma}} \right) + \frac{1}{c_{КСА}^{\Gamma}}} + \sum_{i=1}^h \frac{1}{c_{ГЦТAi}^{\Gamma}}, \quad (2.12)$$

где:  $n$  – число подвижных секций,  $m$  – число ГЦ подъема-опускания,  $h$  – количество ГЦТ.

Выбор типа расположения приведенных упругих элементов ТС определяется тем, что телескопические секции, ГЦ подъема-опускания и опорные элементы являются основными несущими элементами ТС, а ГЦТ – поддерживающими, вспомогательными. При этом известно, если каждый упругий элемент соединения воспринимает весь силовой поток, такое соединение называют последовательным; если каждый элемент соединения воспринимает только часть силового потока, такое соединение называется параллельным [26, 85]. Также, жесткость последовательного соединения во многом определяется наименьшей жесткостью составляющего элемента [26, 85], что характерно для основных несущих конструкций.

В результате исследования была определена жесткость ТС с учетом влияния межсекционных вертикальных и горизонтальных неравномерных зазоров, податливости полиамидных опорных элементов, изгибной жесткости секций, ГЦТ и ГЦ подъема-опускания стрелы.

Упруговязкие связи ( $c_1$ ,  $c_2$ ) в узлах сочленений динамической модели секций ТС (п. 2.1.1) определяются по формулам (2.11; 2.12), но с учетом только жёсткости секций, опорных элементов и ГЦ подъема (для  $c_1$ ) и с учетом жёсткости секций, опорных элементов (для  $c_2$ ).

### **2.1.3 Составление уравнений движения для динамической системы «рабочее оборудование-груз»**

В связи с тем, что математическая модель системы «рабочее оборудование-груз» представлена как система двух динамических моделей, описывающих движение механической системы в двух взаимоперпендикулярных плоскостях, для каждой динамической модели разрабатываются дифференциальные уравнения движения. Первая система уравнений описывает движение

семимассовой динамической модели, а вторая описывает движения шестимассовой динамической модели.

Уравнения движения семимассовой динамической модели телескопического стрелового оборудования выводятся из уравнения Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_{jF}(t), \quad (j = 4) \quad (2.13)$$

где:  $T$  – кинетическая энергия системы;  $\Pi$  – потенциальная энергия системы;  $\Phi$  – диссипативная функция Рэля (функция рассеивания), в таком случае принимается, что диссипативные силы пропорциональны скорости движения тел;  $Q_{jF}(t)$  – обобщенная сила, соответствующая силам возмущения  $F(t)_j$ ;  $q_j$  – обобщенная координата;  $\partial \dot{q}_j$  – обобщенная скорость [13, 15, 25, 61, 62, 81, 96, 103].

Выражения для кинетической и потенциальной энергий данной системы имеет вид:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i = T_1 + T_2 + T_3 + T_4, \quad \Pi = \sum_{i=1}^n \Pi_i = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4, \quad (2.14)$$

где:  $T_1$  ( $\Pi_1$ ) – кинетическая (потенциальная) энергия секций ТС;  $T_2$  ( $\Pi_2$ ) – кинетическая (потенциальная) энергия нижнего ГЦТ;  $T_3$  ( $\Pi_3$ ) – кинетическая (потенциальная) энергия верхнего ГЦТ;  $T_4$  ( $\Pi_4$ ) – кинетическая (потенциальная) энергия груза.

Кинетическая энергия секций ТС:

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{1}{2} J_{01} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + \frac{1}{2} J_{02} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) = \\ &= \frac{1}{2} (J_{01} + m_1 a_1^2) \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_{02} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 (L_1 \dot{\varphi}_1 + a_2 \dot{\varphi}_2)^2 = \\ &= \frac{1}{2} (J_{01} + m_1 a_1^2) \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} J_{02} \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 (L_1^2 \dot{\varphi}_1^2 + 2L_1 a_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + a_2^2 \dot{\varphi}_2^2) \end{aligned} \quad (2.15)$$

где:  $X_1 = a_1 \cos \varphi_1 + L_0$ ;  $\dot{X}_1 = -a_1 \sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 \approx 0$ ;  $X_2 = L_1 \cos \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_1 + L_0$ ;

$Y_1 = a_1 \sin \varphi_1 + L_0$ ;  $\dot{Y}_1 = a_1 \cos \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 \approx a_1 \cdot \dot{\varphi}_1$ ;  $\dot{X}_2 = -L_1 \sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 - a_2 \sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 \approx 0$ ;

$Y_2 = L_1 \sin \varphi_1 + a_2 \sin \varphi_2$ ;  $\dot{Y}_2 = L_1 \cos \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + a_2 \cos \varphi_2 \cdot \dot{\varphi}_2 \approx L_1 \cdot \dot{\varphi}_1 + a_2 \cdot \dot{\varphi}_2$

Угол отклонения принимается малым ( $\varphi \approx 0$ ), следовательно,  $\sin(\varphi) \approx \varphi \approx 0$ , а  $\cos(\varphi) \approx 1$ .

Кинетическая энергия нижнего ГЦТ:

$$\begin{aligned}
 T_2 &= \frac{1}{2} J_{03} \dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + \frac{1}{2} J_{III} \dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2} m_{III} (\dot{x}_{III}^2 + \dot{y}_{III}^2) = \\
 &= \frac{1}{2} (J_{03} + J_{III}) \cdot \dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2} m_3 L^2 \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} m_{III} (L_3 \dot{\phi}_1 + L_{III} \dot{\beta}_1)^2 = \quad , (2.16) \\
 &= \frac{1}{2} (J_{03} + J_{III} + m_{III} L^2) \cdot \dot{\beta}_1^2 + \frac{1}{2} (m_3 L^2 + m_{III} L^2) \dot{\phi}_1^2 + m_{III} L_3 L_{III} \dot{\phi}_1 \dot{\beta}_1
 \end{aligned}$$

где:  $X_3 = L_0 - L_3 \cos \varphi_1$ ;  $\dot{X}_3 = -L_3 \sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 \approx 0$

$Y_3 = L_3 \sin \varphi_1$ ;  $\dot{Y}_3 = L_3 \cos \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 \approx L_3 \cdot \dot{\varphi}_1$

$X_{III} = L_0 - L_3 \cos \varphi_1 - L_{III} \cos \beta_1$ ;  $\dot{X}_{III} \approx 0$

$Y_{III} = Y_3 + L_{III} \sin \beta_1$ ;  $\dot{Y}_{III} \approx L_3 \cdot \dot{\varphi}_1 + L_{III} \cdot \dot{\beta}_1$

Кинетическая энергия верхнего ГЦТ:

$$\begin{aligned}
 T_3 &= \frac{1}{2} J_{04} \dot{\beta}_2^2 + \frac{1}{2} m_4 (\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2) + \frac{1}{2} J_{III} \dot{\beta}_2^2 + \frac{1}{2} m_{III} (\dot{x}_{III}^2 + \dot{y}_{III}^2) = \\
 &= \frac{1}{2} (J_{04} + J_{III}) \cdot \dot{\beta}_2^2 + \frac{1}{2} m_4 (L_1 \dot{\phi}_1 - L_4 \dot{\phi}_2)^2 + \frac{1}{2} m_{III} [(L_1 - L_{III}) \dot{\phi}_1 - L_4 \dot{\phi}_2 - L_{III} \dot{\beta}_2]^2 = \quad , (2.17) \\
 &= \frac{1}{2} (J_{04} + J_{III}) \cdot \dot{\beta}_2^2 + \frac{1}{2} m_4 (L_1^2 \dot{\phi}_1^2 - 2L_1 L_4 \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 + L_4^2 \dot{\phi}_2^2) + \\
 &+ \frac{1}{2} m_{III} [(L_1 - L_{III})^2 \dot{\phi}_1^2 + L_4^2 \dot{\phi}_2^2 + L_{III}^2 \dot{\beta}_2^2 - 2(L_1 - L_{III}) L_4 \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 - 2(L_1 - L_{III}) L_{III} \dot{\phi}_1 \dot{\beta}_2]
 \end{aligned}$$

где:  $X_4 = L_0 + L_1 \cos \varphi_1 - L_4 \cos \varphi_2$ ;  $\dot{X}_4 \approx 0$

$Y_4 = L_1 \sin \varphi_1 - L_4 \sin \varphi_2$ ;  $\dot{Y}_4 \approx L_1 \cdot \dot{\varphi}_1 - L_4 \cdot \dot{\varphi}_2$

$X_{III} = X_4 - L_{III} \cos(\varphi_1 + \beta_2)$ ;  $\dot{X}_{III} \approx 0$

$Y_{III} = Y_4 - L_{III} \sin(\varphi_1 + \beta_2)$ ;  $\dot{Y}_{III} \approx (L_1 - L_{III}) \cdot \dot{\varphi}_1 - L_4 \dot{\varphi}_2 - L_{III} \cdot \dot{\beta}_2$

Кинетическая энергия груза:

$$T_4 = \frac{1}{2} m_e (L_1 \dot{\phi}_1 + L_2 \dot{\phi}_2)^2 = \frac{1}{2} m_e (L_1^2 \dot{\phi}_1^2 + 2L_1 L_2 \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 + L_2^2 \dot{\phi}_2^2), \quad (2.18)$$

Потенциальная энергия секций ТС:

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} c_1 \varphi_1^2 + \frac{1}{2} c_2 (\varphi_2 - \varphi_1)^2, \quad (2.19)$$

Потенциальная энергия нижнего и верхнего ГЦТ:

$$\begin{aligned}
 \Pi_2 &= -\frac{1}{2} c_4 \beta_1^2 + \frac{1}{2} (c'_3 - c''_3) \cdot \left( \frac{1}{2} D_{II} \beta_1 \right)^2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{4} (c'_3 - c''_3) D_{II}^2 - c_4 \right] \beta_1^2 \\
 \Pi_3 &= -\frac{1}{2} c_4 \beta_2^2 + \frac{1}{2} (c'_3 - c''_3) \cdot \left( \frac{1}{2} D_{II} \beta_2 \right)^2 = \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{4} (c'_3 - c''_3) D_{II}^2 - c_4 \right] \beta_2^2, \quad (2.20)
 \end{aligned}$$

Потенциальная энергия груза:

$$\Pi_4 = \frac{1}{2} \frac{m_e^2 g^2}{c_K}, \quad (2.21)$$

Диссипативная функция Рэлея (функция рассеивания) системы:

$$\Phi = \frac{1}{2} [d_1 \dot{\varphi}_1^2 + d_2 (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2 + (d_3 + d_4) \dot{\beta}_1^2 + (d_3 + d_4) \dot{\beta}_2^2], \quad (2.22)$$

В результате дифференцирования кинетической, потенциальной и диссипативной энергий системы получаем:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \beta_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \beta_2} = 0; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = [J_{01} + m_1 a_1^2 + m_2 L_1^2 + m_3 L_3^2 + m_{III} L_3^2 + m_4 L_1^2 + m_{III} (L_1 - L_{III})^2 + L_1^2 m_\Gamma] \cdot \dot{\varphi}_1 + \\ + [m_2 L_1 a_2 - m_4 L_1 L_4 - (L_1 - L_{III}) L_4 m_{III} + m_\Gamma L_1 L_2] \cdot \dot{\varphi}_2 + [m_{III} L_3 L_{III}] \ddot{\beta}_1 - [(L_1 - L_{III}) m_{III} L_{III}] \cdot \ddot{\beta}_2 \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = [m_2 L_1 a_2 + m_4 L_1 L_4 - m_{III} L_4 (L_1 - L_{III}) + m_\Gamma L_1 L_2] \cdot \dot{\varphi}_1 + \\ + [J_{02} + m_2 a_2^2 + m_4 L_4^2 + m_{III} L_4^2 + L_2^2 m_\Gamma] \cdot \dot{\varphi}_2 + [-m_{III} L_4 L_{III}] \cdot \ddot{\beta}_2 \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} \right) = [m_{III} L_3 L_{III}] \cdot \dot{\varphi}_1 + [J_{03} + J_{III} + 2 \cdot m_{III} L_{III}^2] \cdot \ddot{\beta}_1 \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_2} \right) = [-m_{III} (L_1 - L_{III}) L_{III}] \cdot \dot{\varphi}_1 + [-L_4 L_{III} m_{III}] \cdot \dot{\varphi}_2 + [J_{04} + J_{III} + m_{III} L_{III}^2] \cdot \ddot{\beta}_2 \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \beta_1} = [0,25(c'_3 - c''_3) D^2_{II} - c_4] \cdot \beta_1; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = c_1 \varphi_1 + c_2 (\varphi_2 - \varphi_1); \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_1} = (d_1 + d_2) \dot{\varphi}_1 - d_2 \dot{\varphi}_2; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\beta}_1} = (d_3 + d_4) \dot{\beta}_1; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \beta_2} = [0,25(c'_3 - c''_3) D^2_{II} - c_4] \cdot \beta_2; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = c_2 (\varphi_2 - \varphi_1); \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\varphi}_2} = d_2 \dot{\varphi}_2 - d_2 \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{\beta}_2} = (d_3 + d_4) \dot{\beta}_2; \end{array} \right. \quad (2.23)$$

Введем обозначения:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{11} = J_{01} + m_1 a_1^2 + m_2 L_1^2 + m_3 L_3^2 + m_{III} L_3^2 + m_4 L_1^2 + m_{III} (L_1 - L_{III})^2 + L_1^2 m_\Gamma \\ u_{12} = m_2 L_1 a_2 - m_4 L_1 L_4 - (L_1 - L_{III}) L_4 m_{III} + m_\Gamma L_1 L_2 \\ u_{13} = m_{III} L_3 L_{III}; \quad u_{14} = -(L_1 - L_{III}) m_{III} L_{III} \\ u_{21} = m_2 L_1 a_2 + m_4 L_1 L_4 - m_{III} L_4 (L_1 - L_{III}) + m_\Gamma L_1 L_2 \\ u_{22} = J_{02} + m_2 a_2^2 + m_4 L_4^2 + m_{III} L_4^2 + L_2^2 m_\Gamma; \quad u_{23} = 0; \quad u_{24} = -m_{III} L_4 L_{III} \\ u_{31} = m_{III} L_3 L_{III}; \quad u_{32} = 0; \quad u_{33} = J_{03} + J_{III} + m_{III} L_{III}^2; \quad u_{34} = 0 \\ u_{41} = -m_{III} (L_1 - L_{III}) L_{III}; \quad u_{42} = -L_4 L_{III} m_{III} \\ u_{43} = 0; \quad u_{34} = 0; \quad u_{44} = J_{04} + J_{III} + m_{III} L_{III}^2; \\ s_{11} = c_1 - c_2; \quad s_{12} = c_2; \quad s_{13} = 0; \quad s_{14} = 0; \quad s_{21} = -c_2; \quad s_{22} = c_2; \quad s_{23} = 0; \quad s_{24} = 0 \\ s_{31} = 0; \quad s_{32} = 0; \quad s_{33} = 0,25(c'_3 - c''_3) \cdot D^2_{II} - c_4; \quad s_{34} = 0; \\ s_{41} = 0; \quad s_{42} = 0; \quad s_{43} = 0; \quad s_{44} = 0,25(c'_3 - c''_3) \cdot D^2_{II} - c_4; \\ h_{11} = d_1 + d_2; \quad h_{12} = -d_2; \quad h_{13} = 0; \quad h_{14} = 0; \quad h_{21} = -d_2; \quad h_{22} = d_2; \quad h_{23} = 0; \quad h_{24} = 0 \\ h_{31} = 0; \quad h_{32} = 0; \quad h_{33} = (d_3 + d_4); \quad h_{34} = 0; \quad h_{41} = 0; \quad h_{42} = 0; \quad h_{43} = 0; \quad h_{44} = (d_3 + d_4) \end{array} \right. , \quad (2.24)$$

Подставляя в уравнения Лагранжа полученные выражения (2.23) с учетом введенных обозначений (2.24), получаем дифференциальные уравнения вынужденных колебаний системы с четырьмя степенями свободы:

$$\begin{cases} u_{11}\ddot{\varphi}_1 + u_{12}\ddot{\varphi}_2 + u_{13}\ddot{\beta}_1 + u_{14}\ddot{\beta}_2 + h_{11}\dot{\varphi}_1 + h_{12}\dot{\varphi}_2 + h_{13}\dot{\beta}_1 + h_{14}\dot{\beta}_2 + s_{11}\varphi_1 + s_{12}\varphi_2 + s_{13}\beta_1 + s_{14}\beta_2 = Q_1 \\ u_{21}\ddot{\varphi}_1 + u_{22}\ddot{\varphi}_2 + u_{23}\ddot{\beta}_1 + u_{24}\ddot{\beta}_2 + h_{21}\dot{\varphi}_1 + h_{22}\dot{\varphi}_2 + h_{23}\dot{\beta}_1 + h_{24}\dot{\beta}_2 + s_{21}\varphi_1 + s_{22}\varphi_2 + s_{23}\beta_1 + s_{24}\beta_2 = Q_2 \\ u_{31}\ddot{\varphi}_1 + u_{32}\ddot{\varphi}_2 + u_{33}\ddot{\beta}_1 + u_{34}\ddot{\beta}_2 + h_{31}\dot{\varphi}_1 + h_{32}\dot{\varphi}_2 + h_{33}\dot{\beta}_1 + h_{34}\dot{\beta}_2 + s_{31}\varphi_1 + s_{32}\varphi_2 + s_{33}\beta_1 + s_{34}\beta_2 = Q_3 \\ u_{41}\ddot{\varphi}_1 + u_{42}\ddot{\varphi}_2 + u_{43}\ddot{\beta}_1 + u_{44}\ddot{\beta}_2 + h_{41}\dot{\varphi}_1 + h_{42}\dot{\varphi}_2 + h_{43}\dot{\beta}_1 + h_{44}\dot{\beta}_2 + s_{41}\varphi_1 + s_{42}\varphi_2 + s_{43}\beta_1 + s_{44}\beta_2 = Q_4 \end{cases}, \quad (2.25)$$

где:  $u_{ij}$  – коэффициенты инерции системы;  $h_{ij}$  – коэффициенты диссипации системы;  $s_{ij}$  – коэффициенты жесткости системы.

Общее решение системы дифференциальных уравнений (2.25) является суммой общего интеграла соответствующей системы однородных уравнений и частного интеграла рассматриваемой неоднородной системы. Первое решение определяет свободные колебания системы, второе решение определяет вынужденные колебания системы [103]. Также при отслеживании перемещений системы необходимо учесть статический прогиб в результате действия силы тяжести.

Чтобы рассматриваемая система линейных однородных дифференциальных уравнений, описывающая свободные колебания семимассовой динамической модели, имела отличные от нуля решения, ее определитель должен быть равен нулю, характеристическое уравнение (уравнение частот свободных колебаний системы) примет вид:

$$\Delta = \begin{vmatrix} u_{11}\lambda^2 + h_{11}\lambda + s_{11} & u_{12}\lambda^2 + h_{12}\lambda + s_{12} & u_{13}\lambda^2 + h_{13}\lambda + s_{13} & u_{14}\lambda^2 + h_{14}\lambda + s_{14} \\ u_{21}\lambda^2 + h_{21}\lambda + s_{21} & u_{22}\lambda^2 + h_{22}\lambda + s_{22} & u_{23}\lambda^2 + h_{23}\lambda + s_{23} & u_{24}\lambda^2 + h_{24}\lambda + s_{24} \\ u_{31}\lambda^2 + h_{31}\lambda + s_{31} & u_{32}\lambda^2 + h_{32}\lambda + s_{32} & u_{33}\lambda^2 + h_{33}\lambda + s_{33} & u_{34}\lambda^2 + h_{34}\lambda + s_{34} \\ u_{41}\lambda^2 + h_{41}\lambda + s_{41} & u_{42}\lambda^2 + h_{42}\lambda + s_{42} & u_{43}\lambda^2 + h_{43}\lambda + s_{43} & u_{44}\lambda^2 + h_{44}\lambda + s_{44} \end{vmatrix}, \quad (2.26)$$

В связи с тем, что система (2.26) характеризуется 4 степенями свободы, она имеет 8 характеристических показателей  $\lambda$ , которые равны корням характеристического уравнения. Поскольку коэффициенты системы являются действительными величинами, то все ее характеристические показатели либо действительные, либо попарно комплексно сопряженные величины. Действительным корням соответствует аperiodическое стремление координат к



нулю. Так как было принято, что рассматриваемая система совершает колебательный процесс, раскрывая определитель, получаем полином 8-й степени относительно  $\lambda$ , решая который, получаем комплексные и попарно сопряженные корни системы уравнений:

$$\lambda_1 = -n_1 \pm ik_1, \quad \lambda_2 = -n_2 \pm ik_2, \quad \lambda_3 = -n_3 \pm ik_3, \quad \lambda_4 = -n_4 \pm ik_4, \quad (2.27)$$

где:  $n_i$  – коэффициенты демпфирования,  $k_i$  – собственные частоты демпфированной системы, которые определяются:  $k = \sqrt{k_0^2 - n^2}$ ,  $k_0$  – собственная частота соответствующей консервативной системы [61, 62, 96].

При устойчивости системы и совершении ею собственных затухающих колебаний ( $0 < n < k$  ( $k_0$ )) общее решение системы линейных уравнений, описывающих свободные колебания, является суммой соответствующих частных решений четырех главных колебаний:

$$\begin{cases} \varphi_1 = A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \\ \varphi_2 = \mu_2^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_2^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_2^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_2^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \\ \beta_1 = \mu_3^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_3^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_3^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_3^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \\ \beta_2 = \mu_4^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_4^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_4^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_4^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \end{cases}, \quad (2.28)$$

где:  $A_j^i$  – амплитуды главных колебаний;  $\mu_j^i$  – коэффициенты распределения главных колебаний;  $\alpha_i$  – начальные фазы главных колебаний.

Амплитуды и коэффициенты распределения определяются, как:

$$\mu_j^i = \frac{A_j^i}{A_1^i} = \frac{\Delta_{j1}(\lambda_i)}{\Delta_{11}(\lambda_i)} \quad (i, j = 1 \dots 4), \quad (2.29)$$

где:  $\Delta_{11}(\lambda_1)$  – определитель, получаемый из основного определителя  $\Delta$  (2.26), вычеркиванием первой строки и первого столбца;  $\Delta_{j1}$  – минор элемента первой строки и  $j$ -го столбца основного определителя, взятый со знаком  $(-1)^{j+1}$ ;  $\mu_1^i$  – коэффициенты распределения, равные единице.

В связи с тем, что амплитуды колебаний так же, как корни системы уравнений, являются комплексными, действительные амплитуды свободных колебаний системы находятся как абсолютное значение комплексной величины:

$$|A| = \sqrt{[\operatorname{Re}(A)]^2 + [\operatorname{Im}(A)]^2}, \quad (2.30)$$

где: где  $\text{Re}(A)$  – действительная часть амплитуды,  $\text{Im}(A)$  – мнимая.

Так как сопряженные комплексные числа имеют один и тот же модуль, при расчете можно выбрать любой из двух сопряженных корней.

Амплитуды вынужденных колебаний определяются по формуле:

$$A_{jB} = \frac{\sum_{i=1}^m Q_i \Delta_{ji}(p)}{\Delta(p)} \quad (j, m = 1 \dots 4), \quad (2.31)$$

где:  $\Delta(p)$  – определитель, аналогичный определителю (2.26), но в котором  $\lambda$  заменено на  $p$ ;  $\Delta_{ji}(p)$  – минор  $j$ -го столбца и  $i$ -ой строки основного определителя, взятый со знаком  $(-1)^{j+i}$ .

В связи с тем, что в качестве возмущающего воздействия для семимассовой системы была выбрана нагрузка в виде кратковременного импульса, примем, что система при данном нагружении совершает только одно отклонение от первоначального положения, равное по величине амплитуде вынужденных колебаний. После прекращения действия возмущающей силы в момент времени  $t$  движение системы подчиняется закону свободных затухающих колебаний, для которых начальными условиями становится амплитуда вынужденных колебаний от воздействия импульса. Так как первое колебание является основным в результирующем движении модели [103]. Примем, что коэффициент демпфирования движения системы после внезапного воздействия равняется коэффициенту затухания первого главного колебания системы до нагружения. Частота свободных колебаний системы после внешнего воздействия:

$$k_B = \sqrt{p^2 - n^2}, \quad (2.32)$$

где:  $p$  – частота воздействующих сил, в случае кратковременной нагрузки  $p = 1/t_{\text{прод}}$ , где  $t_{\text{прод}}$  – продолжительность кратковременного воздействия;  $n$  – коэффициент демпфирования.

Тогда общее решение системы дифференциальных уравнений (2.25), описывающих движение семимассовой динамической модели при учете силы тяжести, определяется как сумма статического прогиба элементов системы, собственных затухающих колебаний, вынужденного отклонения в результате

воздействия кратковременной силы и последующих свободных затухающих колебаний от действия нагрузки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = [A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4)]_{t < \tau} + \\ + [A_{1B} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta)]_{t \geq \tau} + F_{ТЯЖi} / s_i \\ \varphi_2 = [\mu_2^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_2^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_2^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_2^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4)]_{t < \tau} + \\ + [A_{2B} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta)]_{t \geq \tau} + F_{ТЯЖi} / s_i \\ \beta_1 = [\mu_3^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_3^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_3^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_3^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4)]_{t < \tau} + \\ + [A_{3B} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta)]_{t \geq \tau} + F_{ТЯЖi} / s_i \\ \beta_2 = [\mu_4^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_4^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_4^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_4^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4)]_{t < \tau} + \\ + [A_{4B} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta)]_{t \geq \tau} + F_{ТЯЖi} / s_i \end{array} \right. , \quad (2.33)$$

В общем виде (2.33) можно записать:

$$q_j = F_{ТЯЖi} / s_i + \left[ \sum_{i=1}^4 A_j^i e^{-n_i t} \cos(k_i t + \alpha_i) \right]_{t < \tau} + [A_{jB} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta)]_{t \geq \tau} \quad (j=1 \dots 4), \quad (2.34)$$

Графически уравнение (2.34) представлено на рисунке 2.6.

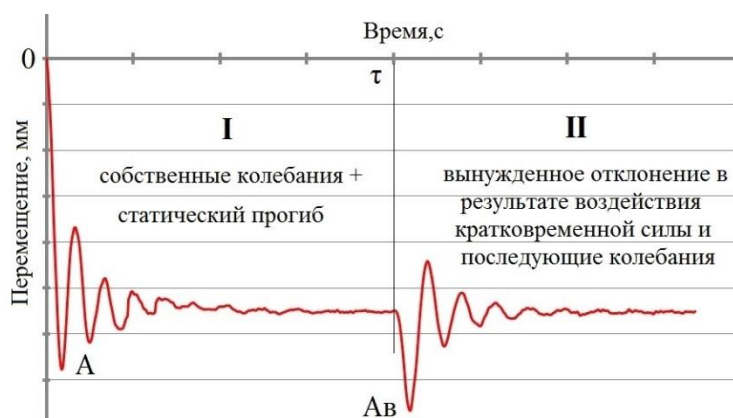


Рис. 2.6. Схема общей тенденции колебаний семимассовой динамической модели в вертикальной плоскости

Максимальное значение обобщенной координаты определяется как сумма максимального отклонения при свободных колебаниях и статического прогиба (в результате собственной изгибной жесткости и силы тяжести) и максимального отклонения при вынужденных колебаниях системы (под действием внешней нагрузки):

$$q_j^{\max} = y_{cmj} + q_j^{\max (Своб)} + q_j^{\max (Вынуж)} = y_{cmj} + \sum_{i=1}^4 A_j^i + A_{jB} \quad (j=1 \dots 4), \quad (2.35)$$

Суммарное максимальное перемещение оголовка ТС относительно вертикальной плоскости:

$$y_{TC}^{\max} = y_{cmTC} + L_1 \cdot \sin \varphi_1^{\max} + L_2 \cdot \sin \varphi_2^{\max} = y_{cmTC} + L_1 \cdot \varphi_1^{\max} + L_2 \cdot \varphi_2^{\max}, \quad (2.36)$$

Максимальная деформация (перемещение) поршня и штока относительно вертикальной плоскости:

$$\begin{aligned} y_{\Pi i}^{\max} &= y_{cm \Pi} + L_{\Pi} \cdot \sin \beta_i^{\max} = y_{cm \Pi} + L_{\Pi} \cdot \beta_i^{\max} \\ y_{ШнижГЦТ}^{\max} &= y_{cm ШНГЦТ} + L_{Ш0} \cdot \sin \beta_1^{\max} + Y_3 \approx y_{cm ШНГЦТ} + L_{Ш0} \cdot \beta_1^{\max} + L_3 \varphi_1^{\max}, \\ y_{ШверхГЦТ}^{\max} &\approx y_{cm ШВГЦТ} + L_{Ш0} \cdot \sin \beta_2^{\max} + 0,5 * Y_4 \approx y_{cm ШВГЦТ} + L_{Ш0} \cdot \beta_2^{\max} + 0,5 * (L_1 \varphi_1^{\max} - L_4 \varphi_2^{\max}) \end{aligned} \quad (2.37)$$

где:  $L_{\Pi}$  – длина поршня, м;  $L_{Ш0}$  – длина по штоку от поршня до места изгиба (расположения упругого шарнира), м.

В случае, когда ТС наклонена под углом к горизонту, суммарное максимальное вертикальное перемещение элементов ТС определяется аналогичным образом (2.1 – 2.37), но с добавлением в уравнения и схемы угла наклона корневой секции к горизонту ( $\alpha$ ).

*Уравнения движения шестимассовой динамической модели телескопического стрелового оборудования* выводятся из уравнения Лагранжа II рода аналогично уравнениям движения семимассовой динамической модели. В связи с принятым допущением, что семимассовая и шестимассовая динамические модели структурно отличаются только наличием (отсутствием) груза и грузового каната, коэффициенты инерции ( $a$ ), диссипации ( $b$ ) и жесткости ( $c$ ) шестимассовой системы равняются:

$$\begin{cases}
a_{11} = J_{01} + m_1 a_1^2 + m_2 L_1^2 + m_3 L_3^2 + m_{III} L_3^2 + m_4 L_1^2 + m_{III} (L_1 - L_{III})^2 \\
a_{12} = m_2 L_1 a_2 - m_4 L_1 L_4 - (L_1 - L_{III}) L_4 m_{III} \\
a_{13} = m_{III} L_3 L_{III}; \quad a_{14} = -(L_1 - L_{III}) m_{III} L_{III}; \quad a_{21} = m_2 L_1 a_2 + m_4 L_1 L_4 - m_{III} L_4 (L_1 - L_{III}) \\
a_{22} = J_{02} + m_2 a_2^2 + m_4 L_4^2 + m_{III} L_4^2; \quad a_{23} = 0; \quad a_{24} = -m_{III} L_4 L_{III} \\
a_{31} = m_{III} L_3 L_{III}; \quad a_{32} = 0; \quad a_{33} = J_{03} + J_{III} + m_{III} L_{III}^2; \quad a_{34} = 0; \\
a_{41} = -m_{III} (L_1 - L_{III}) L_{III}; \quad a_{42} = -L_4 L_{III} m_{III}; \quad a_{43} = 0; \quad a_{44} = J_{04} + J_{III} + m_{III} L_{III}^2 \\
c_{11} = c_1 - c_2; \quad c_{12} = c_2; \quad c_{13} = 0; \quad c_{14} = 0; \quad c_{21} = -c_2; \quad c_{22} = c_2; \quad c_{23} = 0; \quad c_{24} = 0; \\
c_{31} = 0; \quad c_{32} = 0; \quad c_{33} = 0,25(c'_3 - c''_3) \cdot D^2_{II} - c_4; \quad c_{34} = 0; \\
c_{41} = 0; \quad c_{42} = 0; \quad c_{43} = 0; \quad c_{44} = 0,25(c'_3 - c''_3) \cdot D^2_{II} - c_4; \quad b_{11} = d_1 + d_2; \quad b_{12} = -d_2; \\
b_{13} = 0; \quad b_{14} = 0; \quad b_{21} = -d_2; \quad b_{22} = d_2; \quad b_{23} = 0; \quad b_{24} = 0; \quad b_{31} = 0; \quad b_{32} = 0; \quad b_{33} = (d_3 + d_4); \\
b_{34} = 0; \quad b_{41} = 0; \quad b_{42} = 0; \quad b_{43} = 0; \quad b_{44} = (d_3 + d_4);
\end{cases}, \quad (2.38)$$

Решение системы дифференциальных уравнений вынужденных колебаний шестимассовой системы, имеющей четыре степени свободы, находится аналогично решению системы дифференциальных уравнений, описывающих движение семимассовой динамической модели. Движение шестимассовой динамической модели рассматривается в двух плоскостях: в *вертикальной плоскости*, в которой действует кратковременная нагрузка от внезапного снятия веса груза; и в *горизонтальной плоскости*, в которой действует боковая циклическая нагрузка раскачивания груза и кратковременная боковая нагрузка при внезапном горизонтальном забросе груза.

Если возмущающая сила боковой нагрузки от раскачивания груза, является постоянной с момента начала поворота  $\tau_1$ , то принимаем нагрузку простой гармонической функцией по формуле из работы [82]:

$$Q_{бок} = m_z \cdot g \frac{w \cdot L}{p_z \cdot l_{II}} \cos(p_z \cdot t + \delta) = F_{бок} \cdot \cos(p_z \cdot t + \delta), \quad (2.39)$$

где:  $F_{бок}$  – амплитуда боковой нагрузки;  $p_z$  – частота колебаний груза ( $p_z = \sqrt{g/l_{II}}$ );  $w$  – угловая скорость вращения платформы крана;  $L$  – вылет крана;  $l_{II}$  – длина подвеса;  $\delta$  – начальная фаза.

Тогда общее решение системы дифференциальных уравнений, описывающих движение *шестимассовой динамической модели в горизонтальной плоскости* определяется как сумма собственных затухающих колебаний; отклонения в результате действия инерционной силы при повороте;

вынужденных колебаний, образующихся в результате действия боковой постоянной нагрузки раскачивания груза; вынужденного отклонения в результате воздействия кратковременной силы и последующих свободных затухающих колебаний от действия внезапной нагрузки:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi_1 &= \left[ A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \right]_{t < \tau_1} + \\ &+ \left[ A_{1\text{ВП}} \cos(p_e \cdot t + \delta_1) \right]_{t \geq \tau_1} + \left[ A_{1\text{БК}} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_2) \right]_{t \geq \tau_2} + Q_{И1} / c_i \\ \varphi_2 &= \left[ \mu_2^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_2^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_2^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_2^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \right]_{t < \tau_1} + \\ &+ \left[ A_{2\text{ВП}} \cos(p_e \cdot t + \delta_1) \right]_{t \geq \tau_1} + \left[ A_{2\text{БК}} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_2) \right]_{t \geq \tau_2} + Q_{И2} / c_i \\ \beta_1 &= \left[ \mu_3^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_3^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_3^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_3^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \right]_{t < \tau_1} + \\ &+ \left[ A_{3\text{ВП}} \cos(p_e \cdot t + \delta_1) \right]_{t \geq \tau_1} + \left[ A_{3\text{БК}} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_2) \right]_{t \geq \tau_2} + Q_{И3} / c_i \\ \beta_2 &= \left[ \mu_4^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_4^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_4^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_4^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \right]_{t < \tau_1} + \\ &+ \left[ A_{4\text{ВП}} \cos(p_e \cdot t + \delta_1) \right]_{t \geq \tau_1} + \left[ A_{4\text{БК}} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_2) \right]_{t \geq \tau_2} + Q_{И4} / c_i \end{aligned} \right. , \quad (2.40)$$

где: индексы при амплитудах обозначают: «П» – амплитуда при действии постоянной нагрузке; «К» – амплитуда при кратковременной нагрузке.

В общем виде (2.40) можно записать (рис. 2.7):

$$q_j = \left[ \sum_{i=1}^4 A_j^i e^{-n_i t} \cos(k_i t + \alpha_i) \right]_{t < \tau_1} + [Q_{Иj} / c_i]_{t \geq \tau_1} + [A_{j\text{ВП}} \cos(p_e t + \delta_1)]_{t \geq \tau_2} + [A_{j\text{БК}} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_2)]_{t \geq \tau_3} \quad (j=1 \dots 4), \quad (2.41)$$

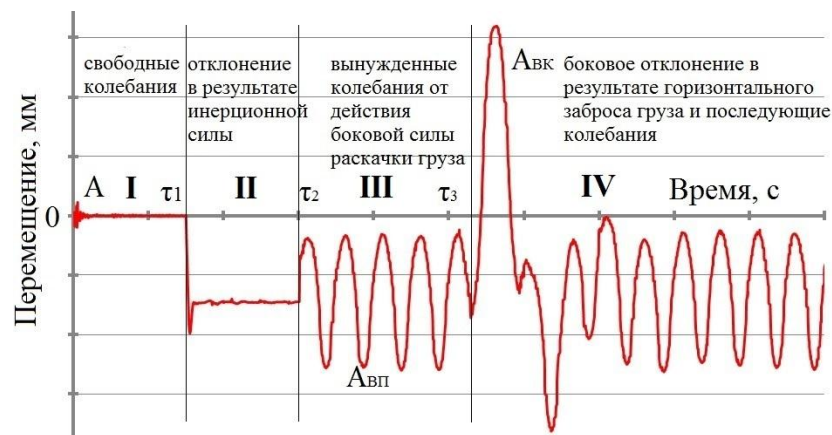


Рис. 2.7. Схема общей тенденции колебаний шестимассовой динамической модели в горизонтальной плоскости

Общее решение системы дифференциальных уравнений, описывающих движение *шестимассовой динамической модели в вертикальной плоскости* определяется как сумма собственных затухающих колебаний семимассовой системы (нагружение до внезапного снятия нагрузки с ТС) и вынужденного отклонения шестимассовой системы в результате воздействия кратковременной силы и последующих свободных затухающих колебаний от действия внезапной нагрузки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_1 = \left[ A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \right]_{t < \tau_1} + \\ + \left[ A_{1BK} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_1) \right]_{t \geq \tau_1} \\ \varphi_2 = \left[ \mu_2^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_2^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_2^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_2^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \right]_{t < \tau} + \\ + \left[ A_{2BK} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_2) \right]_{t \geq \tau_1} \\ \beta_1 = \left[ \mu_3^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_3^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_3^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_3^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \right]_{t < \tau} + \\ + \left[ A_{3BK} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_3) \right]_{t \geq \tau_1} \\ \beta_2 = \left[ \mu_4^1 A_1^1 e^{-n_1 t} \cos(k_1 t + \alpha_1) + \mu_4^2 A_1^2 e^{-n_2 t} \cos(k_2 t + \alpha_2) + \mu_4^3 A_1^3 e^{-n_3 t} \cos(k_3 t + \alpha_3) + \mu_4^4 A_1^4 e^{-n_4 t} \cos(k_4 t + \alpha_4) \right]_{t < \tau} + \\ + \left[ A_{4BK} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_3) \right]_{t \geq \tau_1} \end{array} \right. , \quad (2.42)$$

В общем виде (2.42) можно записать

$$q_j = \left[ \sum_{i=1}^4 A_j^i e^{-n_i t} \cos(k_i t + \alpha_i) \right]_{t < \tau_1} + [F_{ТЯЖ1i} / s_i]_{t < \tau_1} + [A_{jBK} e^{-n_1 t} \cos(k_B t + \delta_i)]_{t \geq \tau_1} + [F_{ТЯЖ2i} / s_i]_{t \geq \tau_1} \\ (j=1 \dots 4), \quad (2.43)$$

где:  $F_{ТЯЖ1i}$  – сила тяжести при учете веса груза;  $F_{ТЯЖ2i}$  – сила тяжести при отсутствии веса груза.

Стоит отметить, что коэффициенты  $n$  первой части уравнений (2.42; 2.43) соответствуют семимассовой модели, а коэффициенты диссипации второй части – шестимассовой модели. Графически уравнение (2.43) аналогично рисунку 2.6. Максимальное значение обобщенной координаты и суммарное максимальное перемещение оголовка ТС, поршня и штока шестимассовой модели относительно горизонтальной и вертикальной плоскости находятся аналогично (2.35; 2.36; 2.37).

В результате проведенного исследования были разработаны аналитические модели движения системы «ТС – груз», позволяющие определить основные характеристики (амплитуды, период и частота колебаний, коэффициент

диссипации) изменения параметров системы (угол отклонения средней секции; угол отклонения верхней секции; угол перекоса поршня штока; вертикальное перемещение груза) в вертикальной и горизонтальной плоскостях в режиме статического и динамического нагружения крана при учете взаимодействия секций ТС, ГЦТ и ГЦ подъема, изгибной жесткости элементов ТС, а также при учёте вертикальных и горизонтальных межсекционных зазоров.

Разработанные аналитические семимассовая и шестимассовая динамические модели составили основу программ численного определения основных динамических параметров ТС в системе компьютерной алгебры Mathcad. Mathcad — пакет математического моделирования из систем автоматизированного проектирования, ориентированный на подготовку интерактивных документов с вычислениями и визуальным сопровождением. Данная программа представляет собой эффективное средство для аналитических преобразований и численного решения инженерных и физических задач [14, 58, 75].

## **2.1.4 Аналитическое определение нагруженности телескопической стрелы**

### **2.1.4.1 Нагружение телескопической стрелы в плоскости подвеса груза**

При определении нагруженности ТС в отдельный момент времени в результате влияния на конструкцию внешних возмущающих сил, действующим в вертикальной плоскости (силы инерции груза, возникающие при просадки опор крана, при подъеме груза и торможении опускающегося груза, нагрузка от внезапного снятия веса груза), можно выделить три расчетных положения ТС. 1-е расчетное положение – нагружение стрелового оборудования, при котором на ТС действует внешняя нагрузка, направленная вдоль действия силы тяжести, секции опираются на опорные элементы. 2-е и 3-е расчетные положения образуются в результате действия инерционных нагрузок. При 3-м расчетном положении заброс секций сопровождается ударными взаимодействиями внешней и внутренней секций, происходящими не в области опорных элементов. 2-е расчетное положение происходит при переходах между 1-м и 3-м положениями и характеризуется опиранием на цапфы ГЦТ без контактирования секций.



Наибольшие напряжения от общего изгибающего момента груза наблюдается в сечении ТС в месте крепления шарнира ГЦ подъема стрелы. При этом максимальная нагруженность ТС образуется в сечениях давления опорных элементов, где происходит суммирование деформаций от внешних нагрузок и сил, действующих со стороны опорных элементов (местных нагрузок) [78]. Максимальные напряжения образуются в полке, в местах под опорными элементами, и в зонах, расположенных в сечении опорных элементов, в непосредственной близости к кромке соединения стойки и пояса [78]. При этом, контактные давления образуются только на узких краях опорных элементов, а не распределяются равномерно по всей поверхности опорных элементов [109]. Определение напряженного состояния локальных зон полок и стенок, в сечении которых действуют усилия опорных элементов ТС, с учетом местных и внешних вертикальных нагрузок производится на основе методики, используемой в работах [34, 78]. Для примера, на рисунке 2.8, а представлена схема приложения местных нагрузок на верхнюю секцию при 1-м положении ТС.

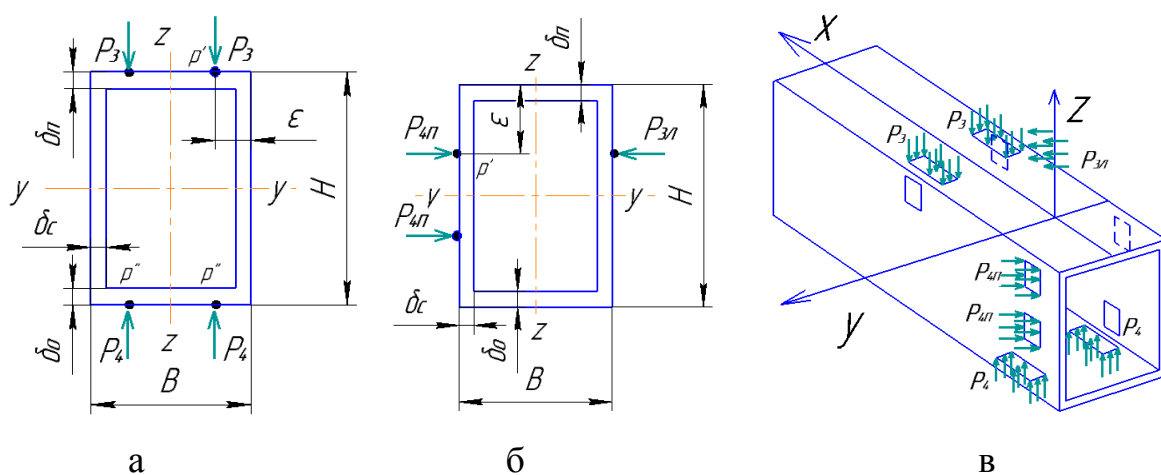


Рис. 2.8. Схема приложения местных нагрузок от опорных элементов и боковых упоров на верхнюю секцию при 1-м положении:

а – от вертикальных нагрузок; б – от горизонтальных нагрузок; в – пространственное представление давления нагрузок;  $P_3$  – нагрузки в сечении III;  $P_4$  – нагрузки в сечениях IV

Эквивалентные напряжения в любой точке полки и стенки (наиболее важны: в краевой области приложения опорных усилий (зоны пояса) и в областях,

расположенных в сечении опорных элементов, и прилегающих к ребру соединения стенки с полкой), от действия усилий опорных элементов и внешних вертикальных нагрузок:

$$\sigma_{\sigma_i} = \sqrt{(\sigma_{x}^{BH} + \sigma_{xM})^2 + \sigma_{yM}^2 - (\sigma_{x}^{BH} + \sigma_{xM}) \cdot \sigma_{yM} + 3 \cdot (\tau_k + \tau_M + \tau_{cq})}, \quad (2.44)$$

где:  $\sigma_x^{BH}$  – продольные нормальные напряжения от внешней нагрузки с учетом мембранных напряжений ( $\sigma_{MEM}$ );  $\sigma_{xM}$  – продольные напряжения от местных нагрузок;  $\sigma_{yM}$  – поперечные напряжения от местных нагрузок;  $\tau_M$  – касательные напряжения от местных нагрузок;  $\tau_k, \tau_{cq}$  – касательные напряжения соответственно от кручения и поперечной силы, вызванные внешними нагрузками [78].

Принимаем:

$$\sigma_{x}^{BH} = \sigma^{BH} + \sigma_{MEM}; \sigma^{BH} = \frac{M_i}{W_i}; \sigma_{yM} = \pm \frac{6M_{yM}}{\delta_{\Pi}^2}; \sigma_{xM} = \pm \frac{6M_{xM}}{\delta_{\Pi}^2}; \tau_{cq} = \frac{Q_i \cdot S_{xi}}{J_{xi} \cdot b_{yi}}; \tau_k = \frac{M_{кр}}{W_i}; \tau_M = \frac{6M_{кр}}{\delta_{\Pi}^2} \quad (2.45)$$

где:  $M_{кр}$  – крутящий момент;  $M_{iM}$  – изгибающие моменты от местных нагрузок относительно полки;  $\delta_{\Pi}$  – толщина полки;  $Q_i$  – поперечная сила в сечении;  $W_i$  – осевой момент сопротивления площади поперечного сечения;  $J_{xi}$  – осевой момент инерции сечения;  $b_{yi}$  – ширина сечения в рассматриваемом слое материала;  $S_{xi}$  – статический момент относительно нейтральной линии той части сечения, расположенной между уровнем рассматриваемой точки и краем сечения.

Поперечные мембранные напряжения:

$$\sigma_{MEM} = \frac{P \cdot \left(10,3 + 5,6 \frac{\delta_{\Pi}}{\delta_c}\right) (B\delta_{\Pi} - H\delta_c) \cdot 10^{-3}}{(B(\delta_{\Pi} + \delta_o) + 2H\delta_c) \cdot \sqrt{\frac{B(\delta_{\Pi} + \delta_o) + 2H\delta_c}{(B + \delta_c) \left[H + \frac{\delta_{\Pi} + \delta_o}{2}\right]}}}, \quad (2.46)$$

где:  $P$  – нагрузка от опорного элемента;  $\delta_c$  – толщина стенки;  $\delta_o$  – толщина нижней полки;  $H$  – высота сечения,  $B$  – ширина сечения (длина полки) [34].

На основе анализа конструктивного устройства ТС крана «Сокол 80.01М» были разработаны расчетные схемы секции ТС и ГЦТ в вертикальной плоскости от действия изгибающей нагрузки. При действии изгибающих внешних сил в направлении силы тяжести (1 расчетное положение), при статическом и

динамическом режиме нагружения расчетная схема телескопической секции в вертикальной плоскости представляет собой трёхопорную конструкцию, опирание которой осуществляется в сечениях: 5 и 10 (области расположения опорных элементов ТС), 11 (зона контактирования кронштейнов ГЦТ с полкой секции) (рис. 2.9, б). Следует отметить, жесткость ( $K$ ) в сечения 11 значительно меньше, чем в сечениях 5 и 10 (рис. 2.9, б).

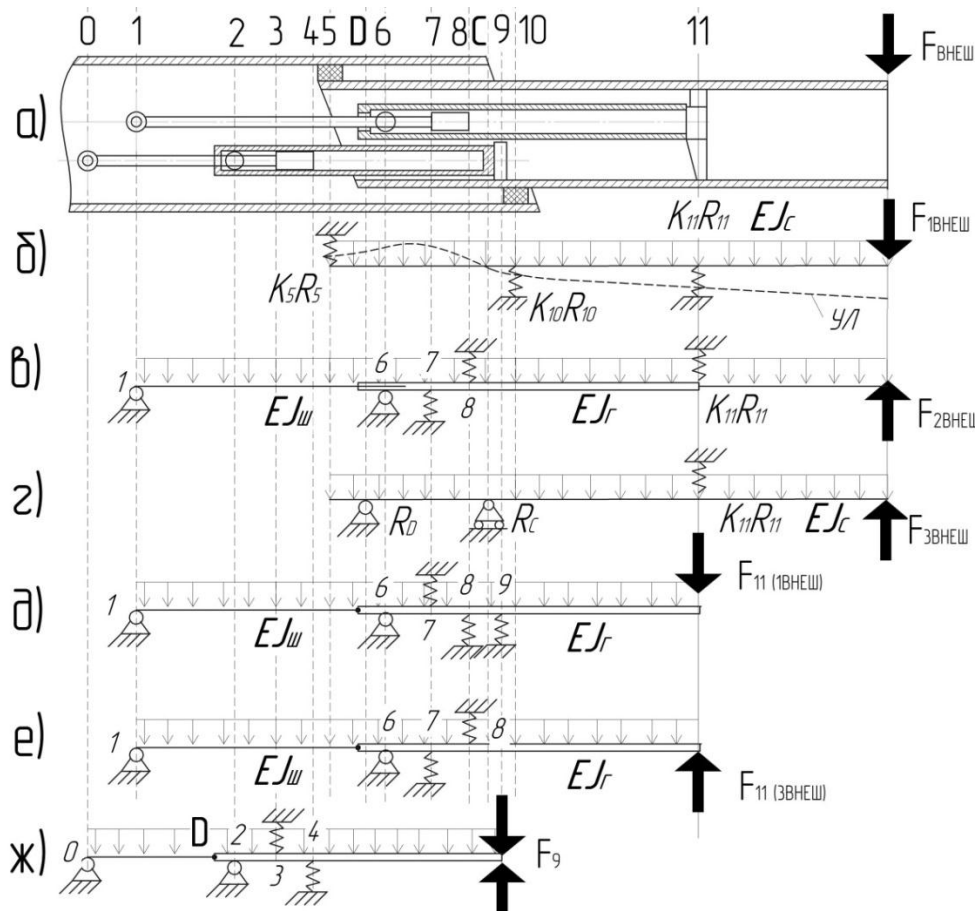


Рис. 2.9. Схема нагружения секции ТС и ГЦТ в вертикальной плоскости от действия изгибающей нагрузки:

а – конструктивная схема; б – расчетная схема верхней секции ТС для 1-го расчетного положения; в – расчетная схема системы «верхняя секция ТС-ГЦТ» при 2-м расчетном положении; г – расчетная схема верхней секции ТС для 3-го расчетного положения; д – расчетная схема верхнего ГЦТ при 1-м расчетном положении ТС; е – расчетная схема верхнего ГЦТ при 3-м расчетном положении ТС; ж – расчетная схема нижнего ГЦТ для 1-го и 3-го расчетного положения;  $F_{1\text{внеш}}$ ,  $F_{2\text{внеш}}$ ,  $F_{3\text{внеш}}$ ,  $F_9$  – внешние нагрузки,  $F_{11}$  – внешние нагрузки; УЛ – упругая линия балки;  $EJ_c$ ,  $EJ_r$ ,  $EJ_{ш}$  – жесткость поперечного сечения: секции, гильзы ГЦТ, штока ГЦТ

Расчетная схема верхнего ГЦТ в таком случае – пятиопорная конструкция, опирание которой происходит в сечениях: 1 (крепление штока), 6 (расположение цапфы гильзы), 7 и 8 (зоны взаимодействия элементов ГЦ, для рассматриваемой схемы контактирования элементов ГЦ – области контакта сопряжения «поршень-гильза»), 9 (опирание верхнего ГЦТ на нижний ГЦТ) (рис. 2.9, д). Для нижнего ГЦТ предлагается четырехопорная расчетная схема, внешнее воздействие которой равно по модулю реакции опоры 9 верхнего ГЦТ (рис. 2.9, ж).

Для раскрытия статической неопределимости многоопорных неразрезных балок применяется уравнение неразрывности деформаций по теореме пяти моментов [93]. В конструкцию балки вместо промежуточных опор вводятся жесткие и проседающие шарниры, таким образом, эквивалентная система представляет собой ряд простых шарнирно опертых балок, нагруженных заданными нагрузками и неизвестными изгибающими моментами, приложенными в сечениях установленных шарниров. Упруго-податливыми опорами моделируются жесткость: опорных элементов ТС ( $K_5, K_{10}$ ), ГЦТ ( $K_{11}$ ), опорно-направляющих колец ( $K_3, K_4, K_7, K_8$ ). В общем виде, для балки, имеющей разную жесткость пролетов и податливость опор в разных пролетах, но постоянные в пределах каждого пролета, из условия неразрывности упругой линии уравнение пяти моментов примет вид:

$$M_{n-2}\theta_{n,n-2} + 2M_{n-1}\theta_{n,n-1} + M_n\theta_{n,n} + M_{n+1}\theta_{n,n+1} + M_{n+2}\theta_{n,n+2} + \theta_{n,p} = 0, \quad (2.47)$$

где:  $M_n, M_{n+1}$  – вводимые опорные моменты у пролетов  $n, n+1$ , Нм;  $\theta_{n,n}, \theta_{n,n+1}$  – углы поворота левого  $l_n$  и правого  $l_{n+1}$  пролетов относительно опоры  $n$ .

Количество таких уравнений равно количеству неизвестных опорных моментов, что позволяет определить все неизвестные опорные моменты. При этом:

$$\begin{aligned} \theta_{n,n-2} + &= \frac{\varepsilon_{n-1}}{l_{n-1} - l_n}, \quad \theta_{n,n} = \frac{l_n}{3EJ_n} + \frac{l_{n+1}}{3EJ_{n+1}} + \left[ \frac{\varepsilon_{n-1}}{l_n^2} + \varepsilon_n \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right)^2 + \frac{\varepsilon_{n+1}}{l_{n+1}^2} \right] \\ \theta_{n,n+2} + &= \frac{\varepsilon_{n+1}}{l_{n+1} - l_{n+2}}, \quad \theta_{n,p} = [\tau_B^n] + [\tau_A^{n+1}] + R_{n-1}^0 \frac{\varepsilon_{n-1}}{l_n} - R_{n,n}^0 \left( \frac{1}{l_n} - \frac{1}{l_{n+1}} \right) + R_{n+1}^0 \frac{\varepsilon_{n+1}}{l_{n+1}} \\ \theta_{n,n-1} &= \frac{l_n}{6EJ_n} - \left[ \frac{\varepsilon_{n-1}}{l_n} \left( \frac{1}{l_{n-1}} + \frac{1}{l_n} \right) + \frac{\varepsilon_n}{l_n} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) \right], \quad \theta_{n,n+1} = \frac{l_{n+1}}{6EJ_{n+1}} - \left[ \frac{\varepsilon_n}{l_{n+1}} \left( \frac{1}{l_n} + \frac{1}{l_{n+1}} \right) + \frac{\varepsilon_{n+1}}{l_{n+1}} \left( \frac{1}{l_{n+1}} + \frac{1}{l_{n+2}} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.48)$$

где:  $\varepsilon_n$  – податливость  $n$ -й опоры, м/Н;  $R_n^0$  – давление на  $n$ -ю опору в предположении шарниров над опорами, Н;  $[\tau_B^n]$  – угол поворота правого конца  $n$ -го пролета как простой балки от заданной нагрузки;  $[\tau_A^{n+1}]$  – угол поворота левого конца  $n+1$ -го пролета как простой балки от заданной нагрузки.

После решения системы уравнений и нахождения значений опорных моментов каждый пролет рассчитываемой балки рассматривается как отдельная свободно опертая балка, на которую помимо заданной пролетной нагрузки действуют найденные опорные моменты; все дальнейшие расчеты выполняются известным методом, как при расчете статически определимой системы. При раскрытии статической неопределимости каждой рассматриваемой расчетной схемы, обозначение опор балки согласно [96, 99] принимается слева направо: 0, 1, 2, ...  $m$ , где  $m$  – число опор. Для расчетной схемы верхней секции ТС при 1-м расчетном положении (рис. 7, б) система уравнений примет вид:

$$M_1\theta_{1,1} + \theta_{1,p} = 0, \quad (2.49)$$

Осадка упруго-податливых опор моделей ГЦТ и секции ТС:

$$Y_n = \varepsilon_n \left[ R_n^0 + \frac{1}{l_{n+1}}(M_{n+1} - M_n) - \frac{1}{l_{n+1}}(M_n - M_{n-1}) \right], \quad (2.50)$$

Для рассматриваемой четырехопорной модели нижнего ГЦТ (рис. 2.9, ж) система уравнений неразрывности деформаций представляет собой:

$$\begin{cases} M_1\theta_{1,1} + M_2\theta_{1,2} + \theta_{1,p} = 0 \\ M_1\theta_{2,1} + M_2\theta_{2,2} + \theta_{2,p} = 0 \end{cases}, \quad (2.51)$$

Коэффициент упругости опорно-направляющего кольца можно приблизительно определить по формуле 2.1. При определении суммарной жесткости упруго-податливых опор ГЦТ принимается, что жесткости опорно-направляющих колец соединены между собой параллельно.

Определение амплитуд напряжений ГЦТ при всех положениях выполняется согласно 4-й теории прочности:

$$\sigma_{эквIII} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad (2.52)$$

где:  $\sigma$  – нормальные напряжения, МПа;  $\tau$  – касательные напряжения, МПа.

Для определения угловых и линейных перемещений пролетов модели ГЦТ используется «метод начальных параметров» (МНП). В связи с тем, что методика определения прогибов и углов наклона по МНП предполагает постоянную жесткость поперечного сечения балки по всей длине, до составления универсального уравнения упругой линии, по известной методике [66, 93] выполняется замена ступенчатой балки на эквивалентную балку постоянного сечения с моментом инерции, равным моменту инерции гильзы ГЦТ. В результате получаем конструкцию с постоянной жесткостью поперечного сечения, у которой в месте сопряжения наблюдается скачок поперечной силы и изгибающего момента, а реакция  $R_0$  увеличивается в  $\beta_2$  (коэффициент приведения для штока) раз (рис. 2.10).

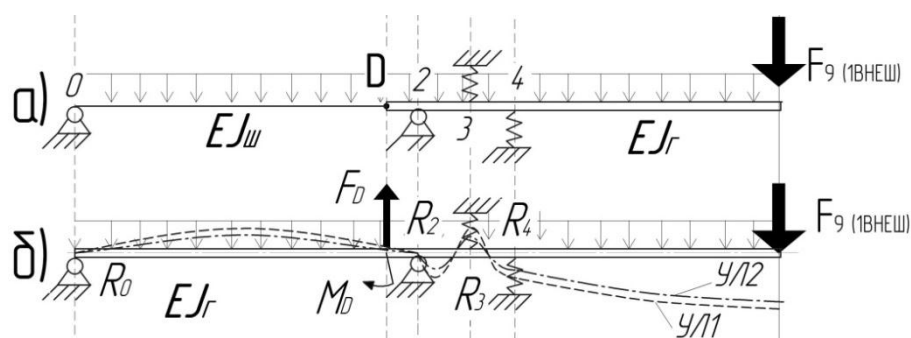


Рис. 2.10. Расчет балки переменного сечения – модели нижнего ГЦТ для 1-го расчетного положения:

а – ступенчатая балка; б – эквивалентная балка постоянного сечения; УЛ1 – упругая линия балки при отсутствии влияния телескопической секции на деформирование ГЦТ; УЛ2 – упругая линия балки при учёте влияния телескопической секции на деформирование ГЦТ.

В связи с тем, что деформация ГЦТ ограничивается телескопической секцией, амплитуда прогиба балки – модели верхнего ГЦТ ( $y_{A2}$ ) определяется из 11 сечения упругой линии трехопорной балки на упруго-податливых опорах – расчетной модели секции, деформации которой также получены МНП. Амплитуда прогиба балки – модели нижнего ГЦТ ( $y_{A2}$ ) определяется из 9 сечения упругой линии секции или верхнего ГЦТ. С целью учета влияния телескопической секции на деформации всего ГЦТ значения перемещений

упругой линии ГЦТ корректируются (рис. 2.10) умножением на поправочный коэффициент:

$$K_{II} = \frac{y_{A2}}{y_{A1}}, \quad (2.53)$$

где:  $y_{A1}$  – амплитуда деформации ГЦТ, определенная МНП, при отсутствии ограничений от телескопической секции.

Расчетная схема нагружения ТС в плоскости подвеса груза при 1-м вертикальном положении представлена на рисунке 2.11. Определение эпюры изгибающих моментов и поперечных сил ТС (рис. 2.12) от действия внешних нагрузок, проводится по известным методикам [66, 93]. В связи с особенностью конструкции ТС, реакции опор каждой верхней секции равняются силам, воздействующим на нижнюю секцию.

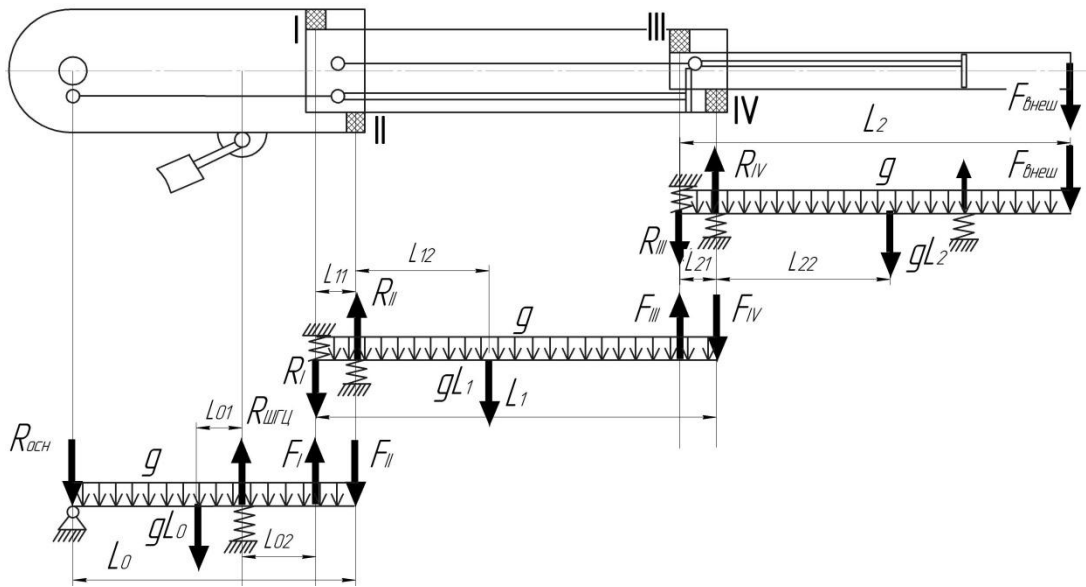


Рис. 2.11. Расчетная схема нагружения секций ТС при 1-м вертикальном положении

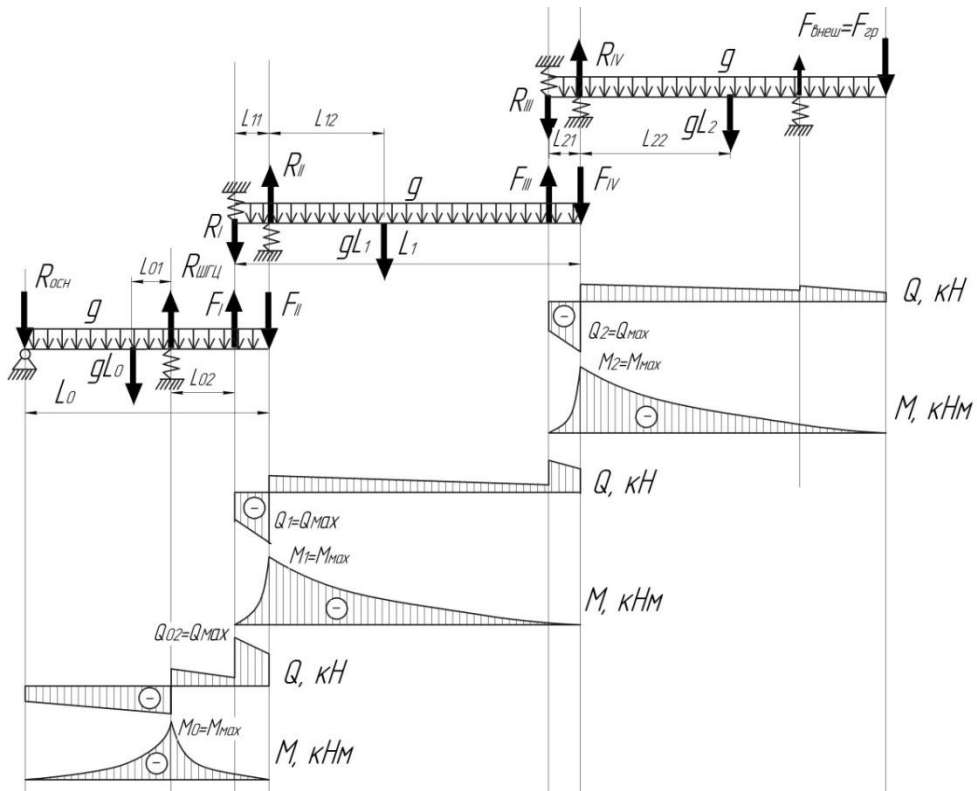


Рис. 2.12. Эпюры изгибающих моментов и поперечной силы

Наибольшие касательные напряжения возникают на уровне нейтральной линии в поперечном сечении ТС, где нормальные напряжения равны нулю. Максимальные нормальные напряжения в поперечном сечении ТС образуются на уровне верхних и нижних крайних волокнах, где касательные напряжения принимают нулевое значение (рис. 2.13). Но при поперечном изгибе конструкций, имеющих поперечное сечение с резко меняющейся шириной (например, места примыкания стенки к полке), к которым относится ТС, наиболее напряженными оказываются промежуточные волокна, в которых нормальные и касательные напряжения (соответственно изгибающий момент и поперечная сила) одновременно достигают значительных значений (рис. 2.13, «внутренний пояс полки»). В связи с этим, при определении эквивалентных напряжений в зоне ТС от действия местных и внешних нагрузок (2.44), если опорные усилия действуют на внешний пояс полки, принимаем:  $\tau_{cq} = 0$ , а если на внутренний пояс, учитываем касательные напряжения.



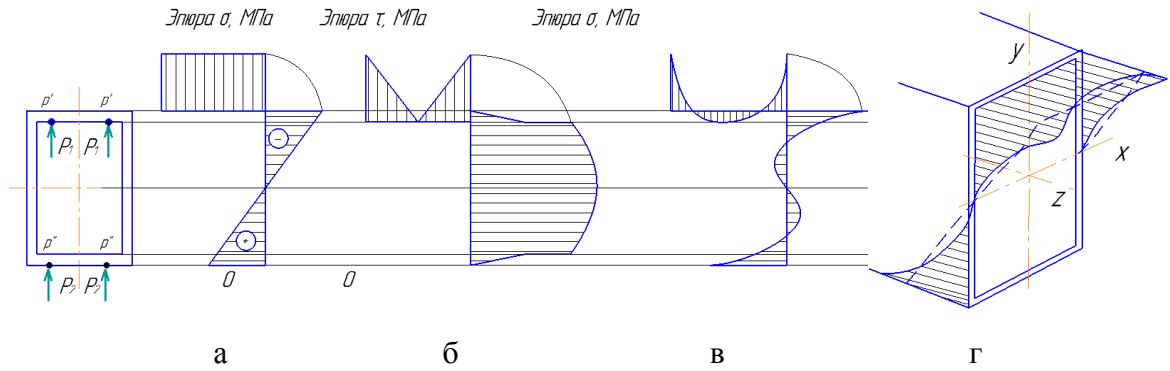


Рис. 2.13. Эпюра распределения напряжений по сечению ТС:

а - нормальные напряжения при общем поперечном изгибе; б - касательные напряжения при общем поперечном изгибе; в - мембранные напряжения при стесненном изгибе (депланации); г - суммарные нормальные напряжения при стесненном изгибе

Определение нагруженности ТС в отдельный момент времени при 2-м и 3-м вертикальном положении производится аналогичным образом с 1-м положением, но с некоторыми отличиями в: направленности внешней возмущающей силы; величине возмущающей силы; областях приложения возмущающей силы (рис. 2.14 – 2.15). При действии на ТС внешней нагрузки, направленной вверх, заброс секций будет сопровождаться либо ударным взаимодействием внешней и внутренней секций в точках «А», «В», «С», «D» по всей ширине секции, либо опиранием на цапфы ГЦТ без контактирования с внешней секцией.

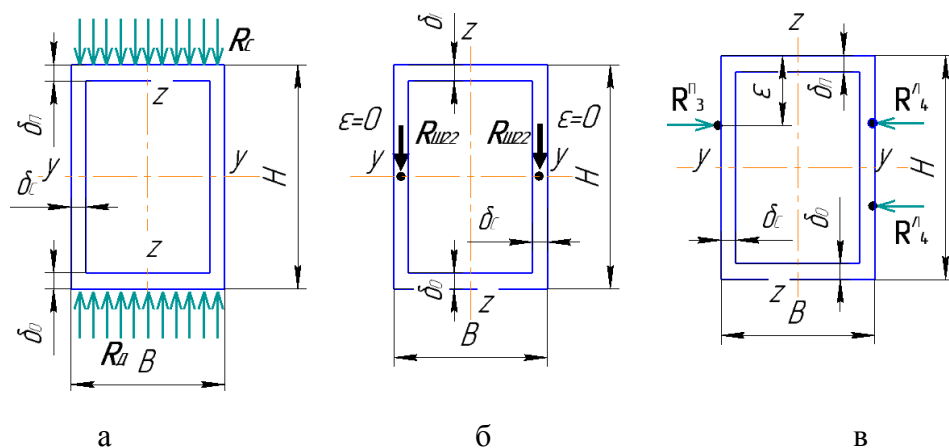


Рис. 2.14. Схемы приложения местных нагрузок на верхнюю секцию ТС:

а – 3-е вертикальное расчетное положение; б – 2-е вертикальное расчетное положение; в – 3-е горизонтальное расчетное положение

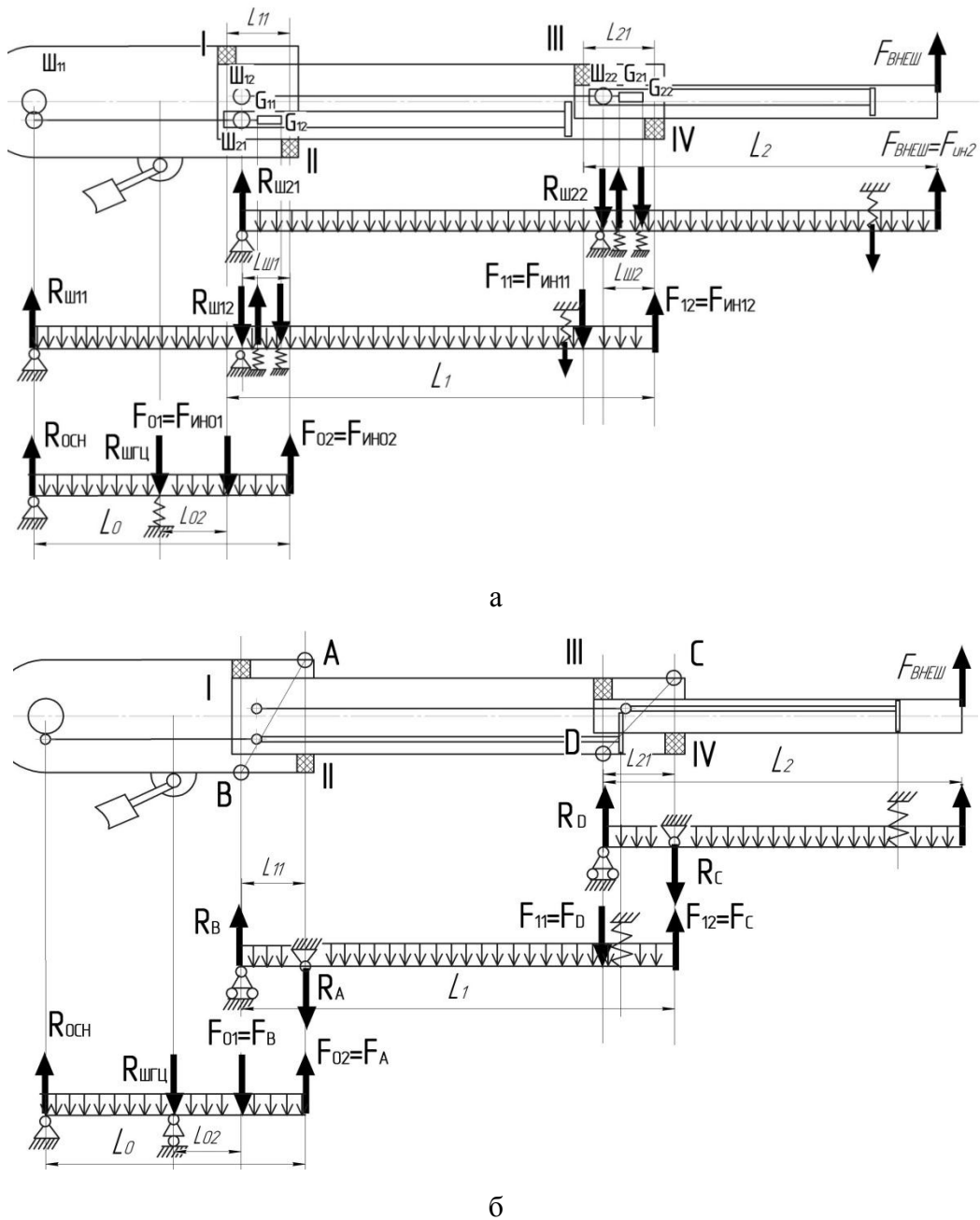


Рис. 2.15. Расчетная схема нагружения ТС в вертикальной плоскости в случае: действия нагрузок, противоположных по направлению силе тяжести  
 а - 2-е вертикальное положение; б - 3-е вертикальное положение

В случае, если не происходит контакта секций, расчетная схема «секция-верхний ГЦТ» представляет собой пятиопорную конструкцию, опирание которой осуществляется в сечениях: 1 (крепление штока), 6 (расположение цапфы гильзы), 7 и 8 (зоны взаимодействия элементов ГЦ), 11 (зона контактирования кронштейнов ГЦТ с полкой секции) (рис. 2.9, в). Расчетная схема «секция-нижний ГЦТ» при 2-м расчетном положении будет выглядеть аналогичной пятиопорной

моделью. В случае, если при забросе ТС характеризуется ударом секций, расчетная схема верхней секции – трёхопорная конструкция, опирание которой происходит в сечениях: D, С (области ударных взаимодействий) и 11 (рис. 2.9, г); расчетная модель для средней секции предлагается аналогичной, но с двумя внешними нагрузками в сечениях D и С, равными по модулю реакциям  $R_D$  и  $R_C$ . В таком случае верхний и нижний ГЦТ предлагается рассчитывать по четырёхопорной схеме (рис. 2.9, е, ж).

Раскрытие статической неопределимости и определение упругой линии для разработанных расчетных схем элементов телескопического стрелового оборудования осуществляется аналогично модели верхней секции (рис. 2.9, б) и нижнего ГЦТ 1-го расчетного положения ТС (рис. 2.9, ж).

Определение амплитуд напряжений ТС в месте крепления ЦГ подъема-опускания (сечение ШГЦ) при всех положениях выполняется согласно 4-й теории прочности.

#### **2.1.4.2 Нагружение телескопической стрелы из плоскости подвеса груза**

На основе анализа конструктивного устройства ТС крана «Сокол 80.01М» был сделан вывод, что при повороте расчетная схема секции ТС в горизонтальной плоскости представляет собой четырехопорную конструкцию, так как опирание сопряжения «секция-ГЦТ» осуществляется в сечениях: 1 (крепление штока ГЦТ), 2 и 6 (области расположения опорных элементов ТС), 3 (расположение цапфы гильзы); в качестве внешней нагрузкой выступает касательная сила инерции груза (рис. 2.16, б). В таком случае реакция узла сопряжения «цапфа ГЦТ-стенки секции» являются нагрузкой для ГЦТ.

При вращении стрелового крана ГЦТ в горизонтальной плоскости предлагается рассчитывать по трёхопорной схеме, опирание в которой происходит в сечениях: 1 (крепление штока), 4 и 5 (зоны взаимодействия элементов ГЦ, для рассматриваемой схемы контактирования элементов ГЦ – области контакта сопряжения «поршень-гильза») (рис. 2.16, в). При этом наименьшее значение принимает реакция опоры 1, наибольшее – реакция опоры

4, максимальную величину изгибающий момент принимает в сечении 5, минимальную – у опоры 1.

Следует отметить, жесткость ( $K$ ) в сечении 3 значительно меньше жесткости в сечениях 2 и 6, при действии внешней нагрузки в направлении «против часовой стрелки» (рис. 2.16, б) нагружение телескопического стрелового оборудования осуществляется в областях  $S_2$ - $S_3$  и  $P_1$ - $P_4$ , при противоположном направлении внешней силы –  $S_1$ - $S_4$  и  $P_2$ - $P_3$ .

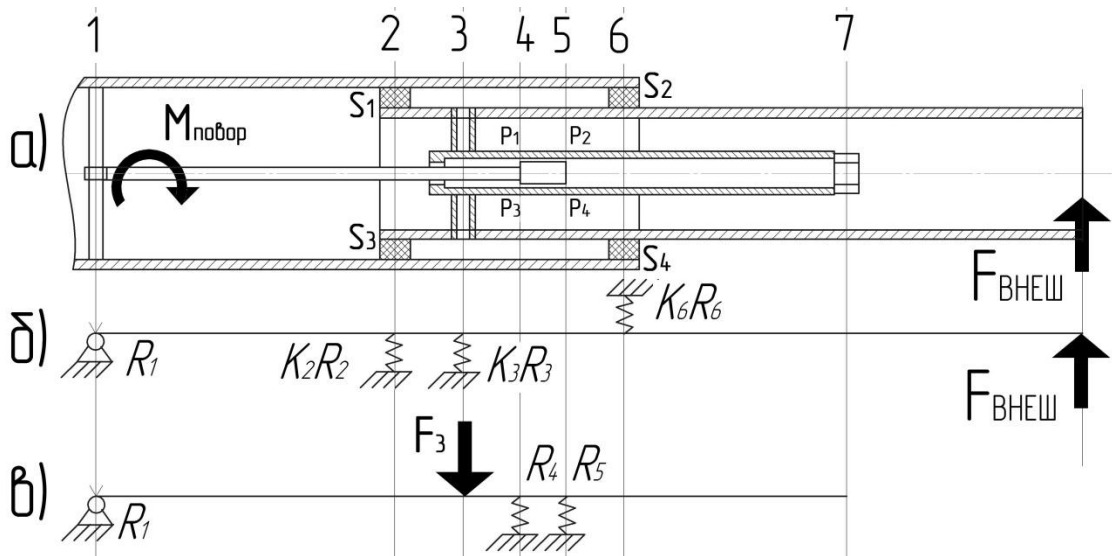


Рис. 2.16. Схема нагружения секции ТС и ГЦТ горизонтальной плоскости:  
 а – конструктивная схема; б – расчетная схема секции; в – расчетная схема ГЦТ;  $S_1$ - $S_4$  – опорные элементы ТС;  $P_1$ - $P_4$  – угловые области поршня;  $F_i$  – внешние нагрузки ( $F_{\text{внеш}}$  – силы инерции при повороте;  $F_3$  – нагрузка, вызванные  $F_{\text{внеш}}$  и передающиеся через сопряженные элементы);  $M_{\text{повор}}$  – момент поворота

Нагружение ТС в горизонтальной плоскости также можно подразделить на три аналогичные с вертикальными расчетные положения, отличающиеся отсутствием действия силы тяжести и опоры корневой секции, обусловленной ГЦ подъема, а также местом приложения местных нагрузок: секции опираются на боковые упоры, опорные нагрузки воздействуют на стенки ТС. Внешними нагрузками при повороте ТС являются касательная и центробежная силы инерции, определяемые по известным формулам [19]. Влияние центробежной силы находится по известным методикам действия осевой нагрузки на стержень [66]. При режиме нагружения ТС в 1-м горизонтальном положении реакции  $R_1^{\text{II}}$ ,

$R_{II}^L$ ,  $R_{III}^L$ ,  $R_{IV}^L$  принимают нулевое значение (рис. 2.17) При действии горизонтальной инерционной силы, направленной в сторону поворота (3-е положение), нулевое значение принимают реакции  $R_{I}^L$ ,  $R_{II}^L$ ,  $R_{III}^L$ ,  $R_{IV}^L$ . ТС принимает 2-е горизонтальное расчетное положение, обусловленное наличием межсекционных зазоров, при переходах между 1-м и 3-м положениями. Раскрытие статической неопределенности для разработанных расчетных схем и определение амплитуд напряжений ГЦТ осуществляется аналогично п.2.1.4.1.

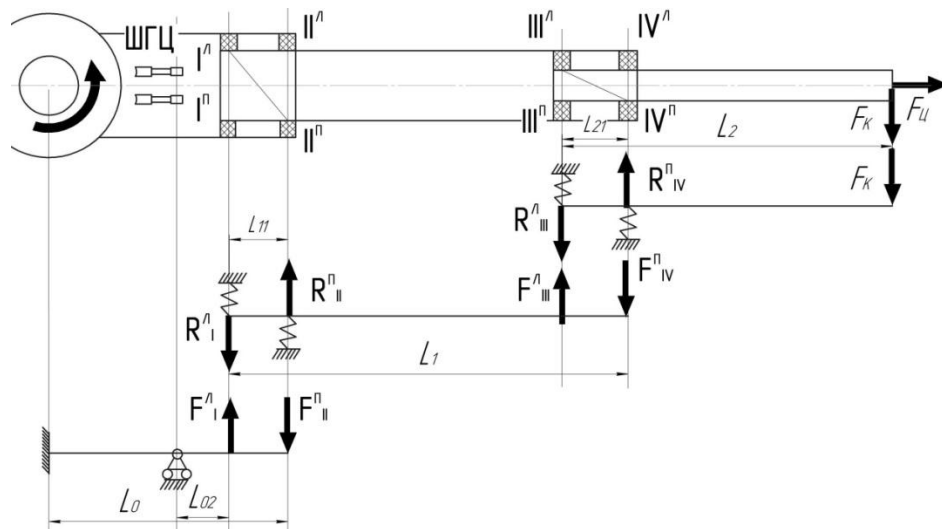


Рис. 2.17. Расчетная схема статического нагружения ТС в горизонтальной плоскости (1-е горизонтальное положение) (ГЦТ для упрощения восприятия не показаны)

$I^L - IV^L$  – левые боковые упоры;  $I^R - IV^R$  – правые боковые упоры;  $R_I^L - R_{IV}^L$  – реакции левых боковых упоров;  $R_I^R - R_{IV}^R$  – реакции правых боковых упоров;

В связи со схожестью конструктивного исполнения и взаимодействия элементов ТС в горизонтальной и вертикальной плоскостях, а также прочностного анализа конструкции в модуле проведения расчетов методом конечных элементов Solid Edge Simulation (рис. 2.18, б), можно сделать вывод, что максимальная нагруженность ТС, вызванная горизонтальными силами (боковая циклическая нагрузка раскачивания груза, нагрузка при боковом забросе груза), образуется в сечениях давления боковых упоров, где происходит суммирование деформаций от горизонтальных внешних нагрузок и местных сил, действующих со стороны боковых упоров; при этом максимальные напряжения

образуются в стенке, в местах под боковыми упорами, и в областях, расположенных в сечении боковых упоров, в непосредственной близости к кромке соединения стойки и пояса.

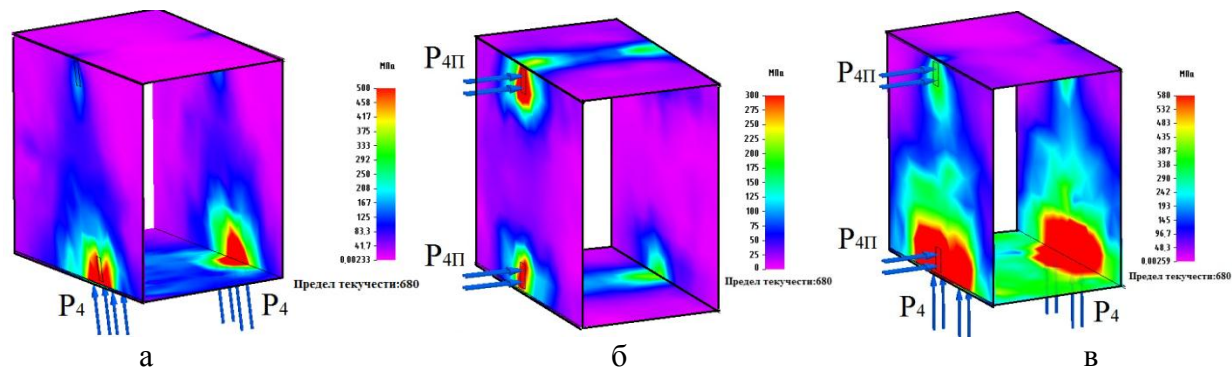


Рис. 2.18. Нагруженность элемента ТС в результате действия местных сил:

а – вертикальные силы; б – горизонтальные силы; в – совместное действие вертикальных и горизонтальных сил

Определение напряженного состояния в любой точке полки и стенки (наиболее важно: в области приложения опорных усилий (зоны стойки) и в зонах, расположенных в сечении опорных элементов, и прилегающих к ребру соединения стенки с полкой), вызванного действием усилий боковых упоров и внешних горизонтальных нагрузок предлагается определять по формуле (2.44), но с соблюдением собственных условий нагружения (рис. 2.8, б; рис. 2.14, в; рис. 2.17; отсутствие действия силы тяжести, области приложения нагрузок, величины нагрузок) и замене вертикальных нагрузок на горизонтальные.

#### 2.1.4.3 Динамическая нагруженность телескопической стрелы от совместного действия вертикальных и горизонтальных нагрузок

В процессе динамического нагружения ТС испытывает циклический процесс смены расчетных положений. В связи с этим, проводится объединение определения нагружения ТС с колебательной аналитической моделью (п. 2.1.3), что позволит устанавливать степень нагруженности элемента ТС в функции от времени. Взаимосвязь колебаний ТС с ее нагруженностью находится в четыре этапа: на первом осуществляется определение временных графиков перемещений

ТС, на втором – устанавливается зависимость возмущающей нагрузки от перемещений, на третьем – зависимость эквивалентных напряжений сечений от возмущающей нагрузки, на четвертом этапе определяются суммарные напряжения от совместного действия горизонтальных и вертикальных нагрузок.

Временные графики перемещений верхней оконечности секций определяются при помощи семимассовой и шестимассовой динамической модели телескопического стрелового оборудования. При этом все перемещения секции разбиваются на три этапа, соответствующие расчетным положениям ТС (рис. 2.19). Наступление 3-го расчетного положения определяется условием:  $y \geq y_d$ , где  $y_d$  – расстояние между секциями, при преодолении которого произойдет ударное взаимодействие между элементами ТС.

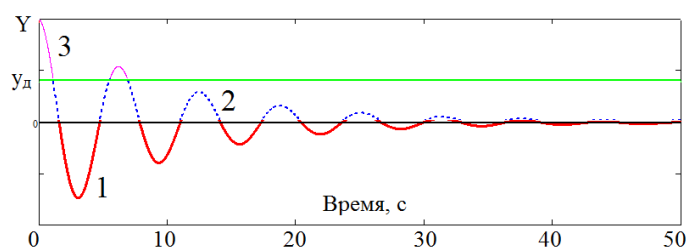


Рис. 2.19. Колебательный процесс в вертикальной плоскости в соответствии с расчетными положениями ТС:

1 – первое расчетное положение; 2 – второе расчетное положение; 3 – третье расчетное положение

Зависимость возмущающей нагрузки от перемещений секций устанавливается, используя МНП [66]. Выбор данного способа определения угловых и линейных перемещений балок при изгибе обусловлен относительной простотой данного метода и возможностью учета любого количества силовых участков. Для каждого расчетного положения секции ТС записывается универсальное уравнение упругой линии (уравнение прогиба):

$$y_B = \frac{1}{EJ} \left( \frac{R_{OЭi}(L-a)^3}{6} + \frac{R_{ГЦTi}(L-b)^3}{6} + \frac{F_i(L-c)^3}{6} + \frac{q(L-d)^4}{24} \right), \quad (2.54)$$

где:  $u_B$  – прогиб оконечности секции ТС;  $L$  – длина секции;  $a, b, c, d$  – расстояние от воздействия до начала координат системы;  $R_{OЭi}$  – реакция опорного элемента;  $F_i$  – внешняя нагрузка;  $q$  – распределенная нагрузка;  $R_{ГЦТi}$  – реакция ГЦТ (рис. 2.9, сечение 11).

В связи с тем, что установление зависимости возмущающей нагрузки от перемещений для статически неопределимой балки представляет большие сложности, на данном этапе трехопорная модель секции заменяется на двухопорную балку, а реакция ГЦТ заменяется эквивалентной силой. Применяя уравнения равновесия двухопорной балки (секции ТС), реакции опорных элементов представляются в функции внешней нагрузки, после чего из уравнений упругой линии возмущающая сила выражается в зависимости от прогиба.

Вывод эквивалентных напряжений наиболее нагруженных сечений ТС в функции возмущающей нагрузки (горизонтальной и вертикальной) производится исходя из формул (2.44 – 2.54), в общем виде выражается:

$$\begin{aligned} 1. \sigma_{Эi} &= f_i(\sigma_{BH}, \sigma_M, \tau_M, \tau_{BH}) \\ 2. \sigma_{BH,M} &= f_i(M_i); \quad \tau_{BH,M} = f_i(M_i), \\ 3. M_i &= f_i(R_i); \quad R_i = f_i(F) \end{aligned} \quad (2.55)$$

В связи с тем, что при повороте крановой платформы на ТС одновременно действуют внешние нагрузки в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также усилия опорных элементов и усилия боковых упоров, существует необходимость определения совместного влияния на нагруженность секций внешних и местных вертикальных и горизонтальных нагрузок. В результате ряда определений методом конечных элементов напряженного состояния ТС в условиях вышеописанной нагруженности (рис. 2.18) была установлена следующая зависимость для определения суммарных максимальных напряжений полок и стенок ТС (имеющей прямоугольный (коробчатый) профиль) от совместного действия внешних горизонтальных и вертикальных нагрузок, а также местных нагрузок от опорных элементов и боковых упоров:

$$\sigma_{сум\ max}^j \approx \sqrt{[\sigma_{max,гор}^j]^2 + [\sigma_{max,верт}^j]^2}, \quad (2.56)$$



где:  $\sigma_{гор}^j$  – напряжения, обусловленные горизонтальными внешними и местными усилиями;  $\sigma_{верт}^j$  – напряжения, обусловленные вертикальными внешними и местными усилиями;  $\sigma_{max}^j$  – максимальные напряжения в области:  $\sigma_{max}^{OЭ}$  – действия опорных элементов (полка),  $\sigma_{max}^{БУ}$  – действия боковых упоров (стенка),  $\sigma_{max}^P$  – ребра соединения полки со стенкой, расположенного между действием усилий опорных элементов и боковых упоров.

В связи с тем, что напряжения наиболее нагруженных узлов ТС определяются в зависимости от возмущающей нагрузки (горизонтальной и вертикальной), возмущающая нагрузка – от перемещений, а перемещения – от времени, получаем максимальные напряжения ТС в функции времени:

$$\sigma_{сум\ max\ i,j} = f'_{i,j}(\sigma_{max\ i,j}^B, \sigma_{max\ i,j}^Г) = f'_{i,j}(f''_{i,j}(F)) = f'_{i,j}(f''_{i,j}(f'''_{i,j}(y_{i,j}))) = f'_{i,j}(f''_{i,j}(f'''_{i,j}(t))), (2.57)$$

где:  $i$  – номер сечения,  $j$  – расчетное положение,  $B$  – вертикальные нагрузки,  $Г$  – горизонтальные нагрузки.

С целью обеспечения точности установления возмущающей нагрузки в функции от перемещений необходимо учитывать влияние пространственного отклонения элементов ТС, обусловленного межсекционными зазорами, остаточной деформацией (изгибом) секций и начальным искривлением секций. В связи с этим при статическом нагружении данное отклонение вычитается от текущего прогиба; при динамическом нагружении возмущающая нагрузка рассчитывается с учётом коэффициента динамичности (п.2.1.4.4) и перемещений, обусловленных межсекционными зазорами. Посредством описанной методики согласно соответствующим схемам определяются следующие зависимости нагруженности в функции времени:

1. *Зависимости эквивалентных напряжений от колебательного процесса динамических моделей в вертикальной плоскости*, позволяющие определить максимальное нагружение в поясе и стойке сечений ТС: I, II, III, IV, Ш<sub>12</sub>, Ш<sub>22</sub>, Ш<sub>11</sub>, Ш<sub>21</sub>, – вызванное вертикальными нагрузками (усилия опорных элементов и внешние нагрузки) для трёх вертикальных расчетных положений ТС, с учетом влияния ГЦТ.

2. Зависимости эквивалентных напряжений от колебательного процесса динамических моделей в горизонтальной плоскости, позволяющие определить максимальное нагружение в поясе и стойке сечений ТС: I, II, III, IV, – вызванное горизонтальными нагрузками (усилия боковых упоров и внешние нагрузки), для трёх горизонтальных расчетных положений ТС, с учетом влияния ГЦТ.

3. Зависимости суммарного напряженного состояния полок и стенок, расположенных в сечении опорных элементов и боковых упоров, вызванного совместным действием внешних горизонтальных и вертикальных нагрузок, а также местных нагрузок от опорных элементов и боковых упоров.

#### **2.1.4.4 Нагружение телескопической стрелы в условиях наличия межсекционных зазоров**

При наличии межсекционных зазоров ТС в условиях динамического нагружения помимо угла поворота секций, в связи с существованием пространства для свободного хода и избыточной энергии движения образуются ударные взаимодействия между секциями в месте контакта с опорными элементами или боковыми упорами. Поэтому при определении нагруженности ТС внешняя нагрузка определяются следующим образом:

$$P_{iZ} = K_{дин} \cdot P_{НАГ}, \quad (2.58)$$

где:  $K_{дин}$  – коэффициент динамичности;  $P_{НАГ}$  – нагрузка, действующая на секции, без учета межсекционных зазоров;  $P_{iZ}$  – нагрузка, действующая на секции, с учетом влияния межсекционных зазоров.

При работе механизма подъема динамические нагрузки возникают в периоды неустановившегося движения при подъеме груза с основания и опускании на него; при пуске (торможении) висящего груза на подъем или спуск [85]. При подъеме груза с жесткого основания при слабонатянutom канате (подъём с подхватом) или мгновенном торможении опускающегося груза коэффициент динамичности на металлоконструкцию крана может быть определен по известной формуле из рассмотрения одномассовой расчетной схемы [85], которая применимо к ТС в вертикальной плоскости примет вид:

$$K_{\mathcal{LZ}}^B = 1 + \frac{\xi \cdot v}{\lambda_{CT} + y_{CT}} \cdot \sqrt{\frac{m_{TC} + m_{\Gamma}}{c_{TC}^B}}, \quad (2.59)$$

где:  $c_{TC}^B$  – коэффициент вертикальной жесткости ТС, приведенный к точке приложения нагрузки (т.А), Н/м;  $m_{TC}$  – масса ТС, приведенная к точке приложения нагрузки (т.А), кг;  $m_{\Gamma}$  – масса груза, кг;  $y_{CT}$  – статический прогиб ТС от действия веса груза в месте его приложения (т.А), м;  $\lambda_{CT}$  – перемещение точки подвеса груза вследствие статического удлинения грузовых канатов от веса груза ( $\lambda_{CT} = G_{\Gamma}/c_K$ ,  $G_{\Gamma}$  – вес груза,  $c_K$  – коэффициент жесткости грузового каната), м;  $v$  – скорость груза (оголовка ТС в случае отсутствия груза), м/с;  $\xi$  – поправочный коэффициент (для кранов общего назначения можно принять 1,5).

В связи с тем, что подъём груза с основания с подхватом и пуск при наличии зазоров в механизмах крана приводят к ударным нагружениям системы [85], предлагается рассчитывать коэффициент динамичности, учитывающий наличие межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в вертикальной плоскости (подъем груза с основания и опускание на основание, пуск (торможение) висящего груза на подъем или спуск, внезапное снятие нагрузки с ТС, просадка аутригера) по формуле (2.59), в которой коэффициент жесткости предлагается определять в зависимости от зазоров (2.11, 2.12). Коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, при неустановившемся движении в горизонтальной плоскости (пуск (торможение) груза при вращении, просадка аутригера) предлагается рассчитывать по аналогичной формуле:

$$K_{\mathcal{LZ}}^{\Gamma} = 1 + \frac{\xi \cdot v}{\lambda_{TC}^{\Gamma} + y_{CT}} \cdot \sqrt{\frac{m_{TC} + m_{\Gamma}^{\Gamma}}{c_{TC}^{\Gamma}}}, \quad (2.60)$$

где:  $c_{TC}^{\Gamma}$  – коэффициент горизонтальной жесткости ТС, приведенный к точке приложения нагрузки (т.А),  $m_{\Gamma}^{\Gamma}$  – масса боковой нагрузки, кг;  $y_{CT}^{\Gamma}$  – статический прогиб ТС от действия горизонтальной проекции веса груза в месте его приложения (т.А), м;  $\lambda_{CT}^{\Gamma}$  – горизонтальное перемещение точки подвеса груза вследствие статического удлинения грузовых канатов от веса груза, м.

### 2.1.5 Разработка численной математической модели системы при динамическом режиме нагружения

Компьютерное моделирование осуществляется в среде специализированного функционала Simulation и Motion программного комплекса SolidWorks. Методика численного моделирования включает два этапа. На первом этапе создается виртуальная модель объекта, подобная по своим наиболее существенным характеристикам объекту исследования (п.2.1.5). На втором проводится численный эксперимент с целью исследования объекта и его элементов в условиях нагружения (п. 2.2).

Идентичность численной модели прототипу определяется подобием конструктивного устройства основных узлов и деталей грузоподъемного крана; элементы несущей металлоконструкции, не оказывающие значительное влияние, – редуцированы; крановые механизмы в расчетной модели учтены сосредоточенными массами (рис. 2.20).

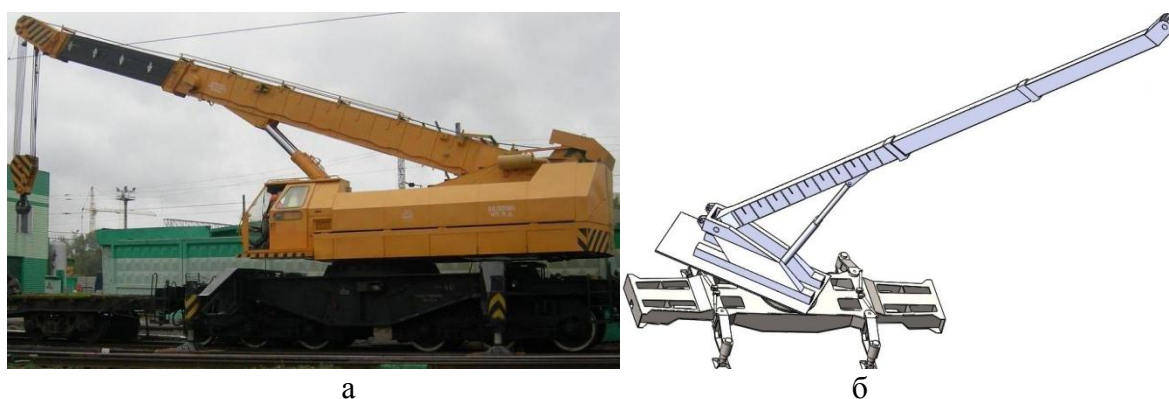


Рис. 2.20. Железнодорожный кран «Сокол 80.01М»:

а – реальный; б – смоделированный в программном комплексе САПР SolidWorks

Идентичность численной модели своему прототипу также устанавливается соответствием реакций опор натурального и виртуального крана. «Сокол 80.01М» создан на базе кранов типа «ЕДК-500» с полной заменой поворотной части и применением реконструированной железнодорожной платформы ЕДК [87]. Для подтверждения идентичности численной модели «Сокола 80.01М» в секторе  $\pm 35^\circ$  от оси пути с допустимой точностью можно использовать паспортную разверстку

по опорам «ЕДК-500» [47], так как в указанном секторе вылеты стрел вышеуказанных кранов совпадают, а грузоподъемность имеет небольшое расхождение порядка 6-7 %. Значения реакций опор виртуальной модели крана в секторе  $\pm 90^\circ$  верифицировались с опорными нагрузками крана, определяемыми по известной методике [19].

Также адекватность поведения компьютерной модели реальному железнодорожному крану обеспечивается точностью воссоздания характера механического взаимодействия контактирующих элементов. Физико-механические свойства сталей металлоконструкции грузоподъемного крана в функционале Simulation определяются кривой напряжения-деформации и характеристиками материала, заложенными для выбранного типа стали из библиотеки материалов SolidWorks. В функционале Motion характер контактирования элементов устанавливается свойствами упругости. В качестве элементов сопряжения между секциями ТС «Сокола 80.01М» используются опоры скольжения (ползуны, плиты скольжения). В настоящее время самым распространенным материалом для плит скольжения является полиамид ПА-6 (капрон). Значимость учета в исследовании опор скольжения обуславливается особенностями полиамидного материала: низким коэффициентом трения; небольшим удельным весом; устойчивостью к высоким динамическим нагрузкам; механическим гистерезисом; релаксационными свойствами; значительной пластичностью; устойчивостью к ползучести; высокими пределом текучести, прочностью и эластичностью. Пользовательское моделирование полиамида ПА-6 представлено в таблице 2.2 и на рисунке 2.21.

Таблица 2.2. Моделирование полиамида ПА-6

Свойства полиамида ПА-6	
Статическое трение	Динамическое трение
Коэффициент трения по стали [46], $\mu_0 = 0,15$	Коэффициент трения по стали [46], $\mu = 0,08$
Скорость трения по стали [46], $v_0 = 10$ мм/с	Скорость трения по стали [46], $v_0 = 10$ мм/с

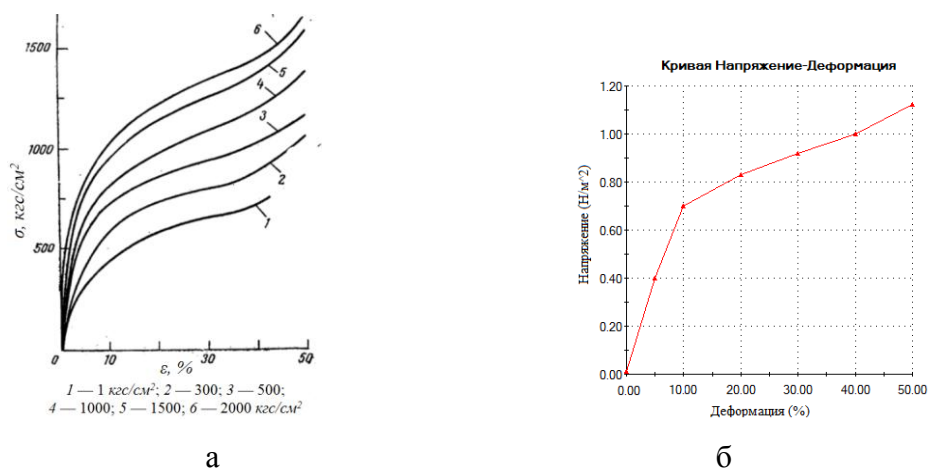


Рис. 2.21. Кривая напряжения-деформации сжатия:

а – при различных давлениях [80]; б – смоделированная в программном комплексе SolidWorks (пример для 3 случая давления)

Степень соответствия численной модели своему прототипу увеличивается воспроизведением моделью изгибной деформации ТС и ГЦТ, идентичностью перемещений в аналогичных характерных точках численной (в средах Simulation и Motion) и реальной конструкции ТС.

В функционале SolidWorks Simulation перемещения модели крана определяются посредством проведения прочностного статического анализа конструкции [5, 6, 90, 104]. В SolidWorks Motion перемещения модели находятся посредством динамического анализа конструкции. В связи с тем, что в используемом функционале кинематические группы элементов рассматриваются в виде взаимодействующих абсолютно жестких тел, элементы конструкций при нагружении не деформируются [104]. С целью воспроизведения изгибной деформации ТС создан специальный элемент — «фиктивный шарнир» (ФС), который представляет собой шарнир Гука, оснащенный вязкими (демпферами) и упругими (пружинами) компонентами, характеристики которых позволяют моделировать изгибную жесткость конструкции.

Для определения областей расположения ФС был проведен частотный и модальный анализ модели крана. Посредством частотного исследования определяются собственные резонансные частоты колебаний конструкции, т. е.

наиболее энергонасыщенные частоты, на которых осуществляется максимальная энергетическая активность процессов в системе. При помощи модального анализа, выполняемого на основе частотного исследования, определяются формы (моды) колебаний (основные тенденции колебаний для каждой резонансной частоты) (рис. 2.22), коэффициенты массового участия системы (модальные массы) в глобальных направлениях  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ , нормализованных относительно общей массы, соответственно резонансным частотам (табл. 2.3), ускорения и скорости колебательных процессов конструкции (рис. 2.23). Коэффициенты массового участия характеризуют меру энергии, заключенную в резонансной моде, и позволяют оценить значимость каждой моды. Эти коэффициенты выражают процент массы системы, которая задействована в конкретной моде при совершении колебаний. Чем коэффициент, соответствующий некоторому направлению, ближе к единице, тем большая доля массы системы принимает участие в колебании в соответствии с некоторой формой в этом направлении.

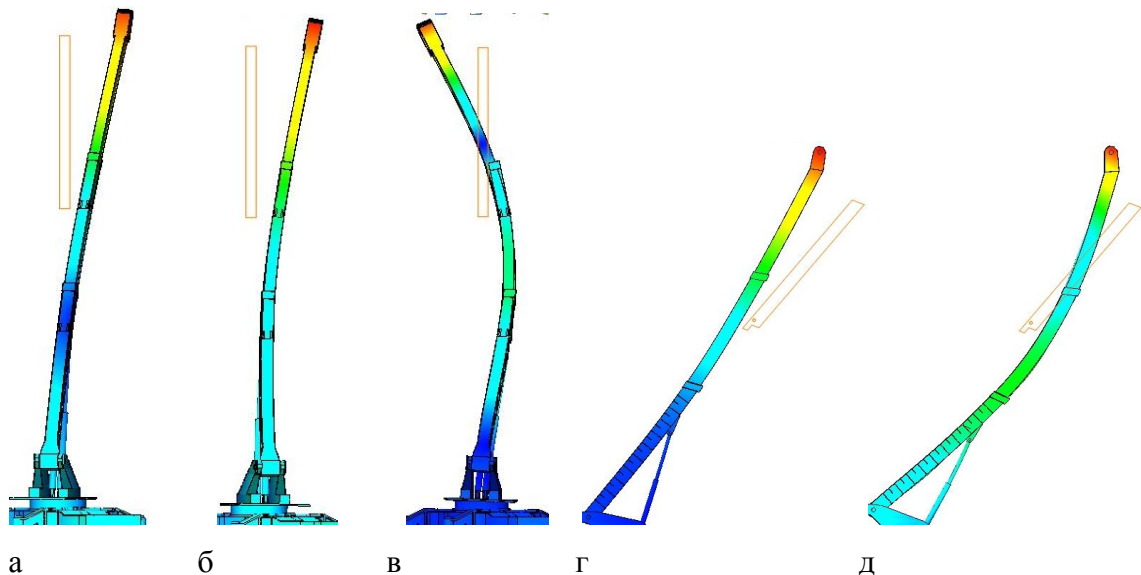


Рис. 2.22. Основные формы колебаний для каждой резонансной частоты:

а – для 1-й резонансной частоты относительно оси  $Y$ ; б – для 3-й резонансной частоты относительно оси  $Y$ ; в – для 5-й резонансной частоты относительно оси  $Y$ ; г – для 2-й резонансной частоты относительно оси  $Z$ ; д – для 5-й резонансной частоты относительно оси  $Z$

Таблица 2.3. Коэффициенты массового участия (модальные массы)

Расчетный случай	Частота (Герц)	Направление X	Направление Y	Направление Z
1	0.78305	3.9716e-006	0.082847	0.029114
2	1.042	2.1492e-006	0.28132	0.32795
3	1.8023	0.020254	0.041026	0.030974
4	3.3068	1.5142e-005	0.0011373	0.018421
5	5.3768	0.013257	0.1891	0.079706
Сумма		0.033533	0.59543	0.48617

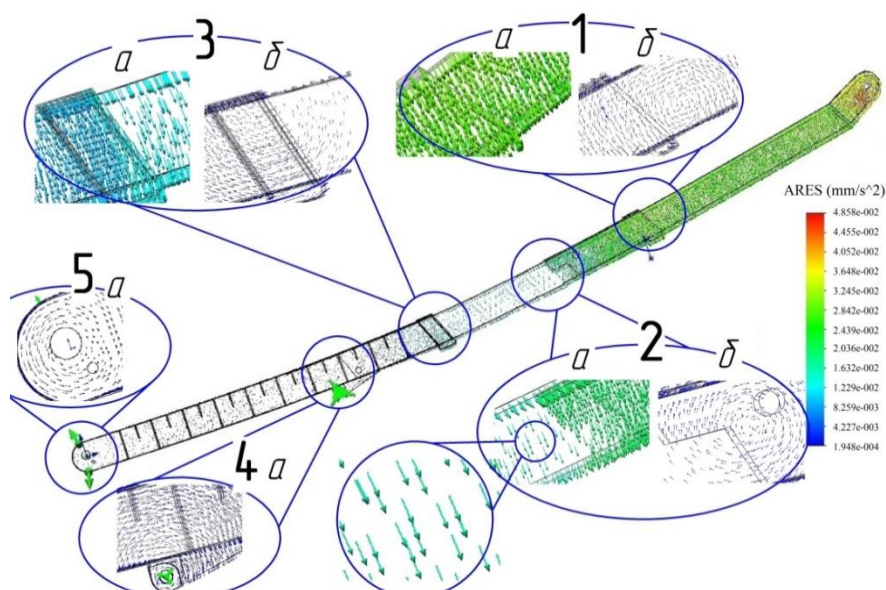


Рис. 2.23. Векторное представление ускорений колебательных процессов в вертикальной плоскости:

1, 2, 3, 4, 5 – области МЦ (ВСУ); а – основной вектор; б – кратковременный вектор

Эпюры ускорений и скоростей отображает направление и интенсивность перемещений элементов конструкции при колебательном процессе. Для большей части ТС основные векторы ускорений и скоростей имеют направление, касательное к оси ТС, но в отдельных участках конструкции формируются мгновенные центры ускорений (МЦУ), совпадающие с мгновенным центром скоростей (МЦС) и вращения (МЦВ) – МЦ (ВСУ). Эти участки характеризуются тем, что в отдельный момент времени они являются центрами вращения системы, при этом их скорость и ускорение принимают нулевое значение. Исходя из наибольшей повторяемости образования и ярко выраженности МЦ (ВСУ), были выявлены основные области появления центров: пять для вертикальной плоскости



и четыре для горизонтальной (рис. 2.23). Эти участки можно выбрать в качестве мест установки ФШ. С целью снижения размерности задачи были выбраны две наиболее значимые области (2 и 4).

Изгибная жесткость ГЦТ в динамическо-кинематическом анализе учитывается путем введения в конструкцию каждого ГЦ динамической модели крана двух ФШ (рис. 2.24). С целью учета вышеописанных особенностей деформирования ГЦ изгибающей нагрузкой в узел сочленения штока с гильзой устанавливаются ФШ 3 и 5. Участки расположения ФШ 4 и 6 соответствуют областям возникновения наиболее значимым МЦ (ВСУ) ГЦ.

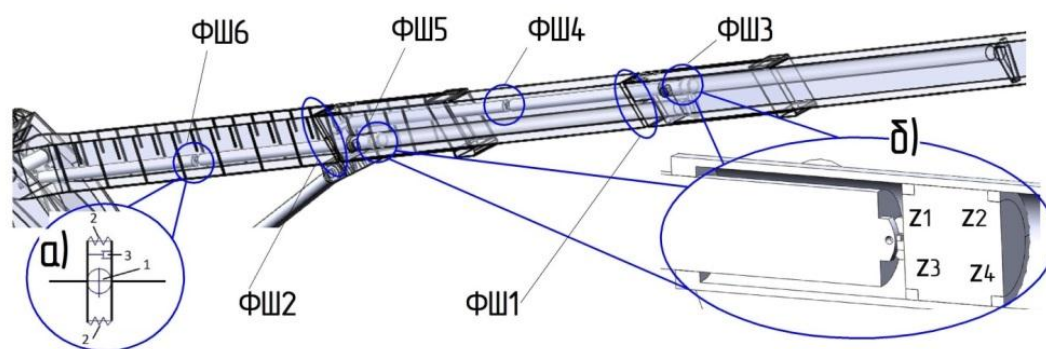


Рис. 2.24. ТС динамической модели:

ФШ – «фиктивные шарниры»: 1, 2 – межсекционные; 3, 4, 5, 6 – ГЦ телескопирования; а – схема ФШ (1 – ФШ; 2 – пружина; 3 – демпфер)

Свойства вязкоупругих шарниров ТС и ГЦТ подбираются таким образом, чтобы получить удовлетворительную схожесть форм колебаний и траекторий перемещений в контрольных точках конструкции в Motion с формами колебаний в модально-частотном анализе и амплитудами перемещений тех же контрольных узлов в статическом исследовании (рис. 2.25).

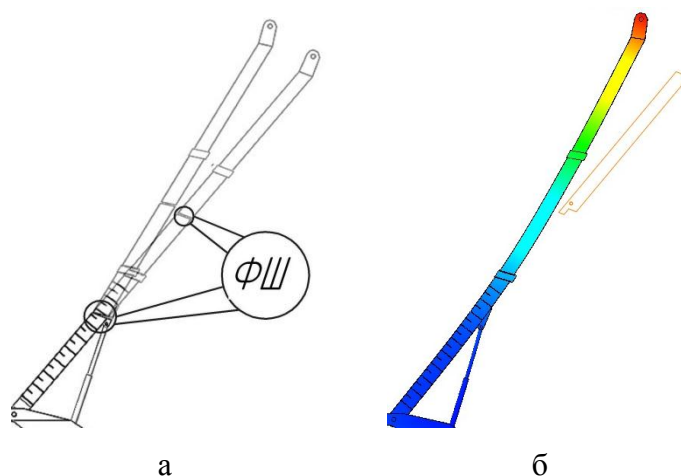


Рис. 2.25. Сравнение колебаний упругодеформированной ТС:

а – модель в среде Motion; ФШ – фиктивные шарниры; б – модель при модальном анализе

В процессе эксплуатации стреловых кранов просадка опор ведет к снижению уровня устойчивого опирания крана и к резкому увеличению боковой инерционной силы переносимого груза, и таким образом значительно влияет на нагруженность крановой конструкции в целом и ТС в частности. С целью учета физико-механических свойств опорной поверхности разработан механизм (рис. 2.26), характеристики которого позволяют реализовать известные из практики значения просадки рабочей площадки крана.

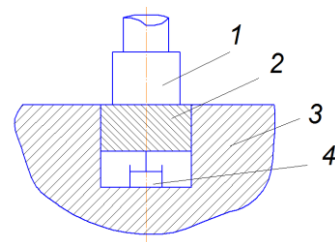


Рис. 2.26. Схема реализации просадки опор:

1 – выносная опора; 2 – податливая втулка; 3 – основное тело грунта; 4 – демпфер

Схема моделирования механизма подъема груза динамической модели крана представлена на рисунке 2.27. Четырехветвевой грузовой строп, имитируется элементом «пружина»: с3, с4, с5, с6 в соответствии с нормативно технической документацией [29, 72]. Гибкий тяговый орган (канат) моделируется системой, состоящей из двух «ФШ» и четырех абсолютно упругих протяженных

цилиндрических осей, соединенных пружинами (с7, с8) и демпферами (д3, д4). ФШ воспроизводят поперечную жесткость каната, вязкоупругие элементы: с7, с8, д3, д4 – продольную. Характеристики пружин (коэффициент упругости, показатель степени выражения силы пружины) и демпферов (показатель степени выражения силы демпфера, коэффициент демпфирования) подбираются в соответствии с требованиями нормативных документов на канаты [29, 31, 33] и паспорта крана [48]. Действующие на груз при вращении поворотной платформы силы сопротивления воздуха (ветра) моделируется вязкоупругими элементами системы «груз-вспомогательные стойки» (с1, с2, д1, д2) (рис. 2.27, а). В связи с тем, что масса «вспомогательных стоек» крайне незначительна (порядка несколько грамм), и они неподвижно прикреплены к оголовку, «стойки» не оказывают ощутимого влияния на ТС в процессе поворота крана.

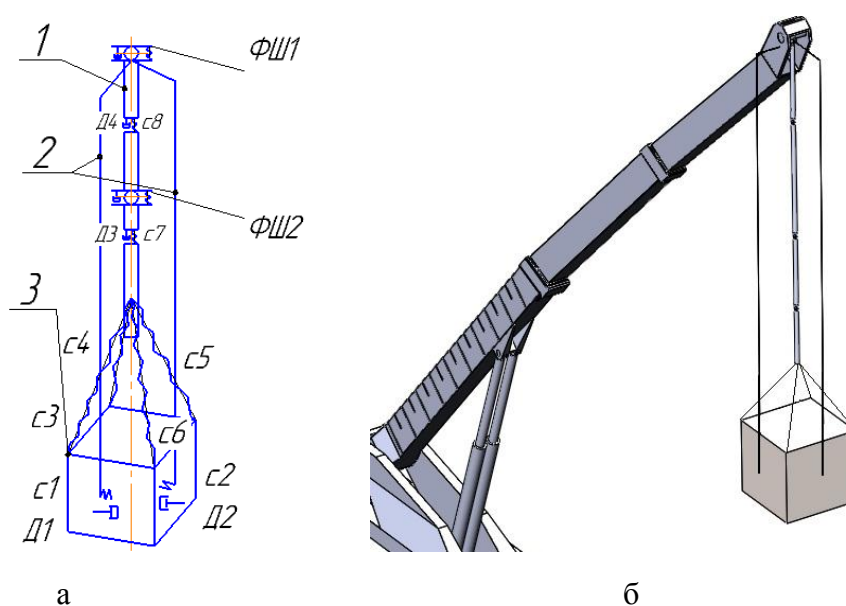


Рис. 2.27. Моделирование механизма подъема груза:

а – схема механизма подъема груза; б – реализация в функционале Motion

1– канат; 2 – вспомогательные стойки; 3 – груз; ФШ1, ФШ2 – фиктивные шарниры Гука; с1, с2, д1, д2 – вязкоупругие элементы системы «груз-вспомогательные стойки»; с3, с4, с5, с6 – упругие элементы системы «груз-канат»; с7, с8, д3, д4 – вязкоупругие продольные элементы

В результате проведенного исследования создана численная модель крана, оснащенного телескопическим стреловым оборудованием, которая идентична по

своим характеристикам реальному прототипу. Адекватность модели определяется: подобием устройству натурального крана (соответствием чертежных размерам основных элементов металлоконструкции ССК), точностью воспроизведения механического контактирования взаимодействующих элементов; воспроизведением изгибной жесткости ТС, ГЦТ, гибких элементов механизма подъема груза; равенством реакций опор натурального и численного крана; учетом реологических свойств опорной поверхности; имитированием ветрового воздействия на груз.

## 2.2 Численное исследование нагруженности телескопической стрелы

### 2.2.1 Численный эксперимент внезапного снятия нагрузки с телескопической стрелы

Численное моделирование мгновенного снятия нагрузки с ТС «Сокола 80.01М» осуществляется следующим образом: модель грузоподъемного крана установлена на грунтовой площадке; к оси направляющего блока оголовка ТС приложена сила, имитирующая вес груза на грузовом канате (рис. 2.28).

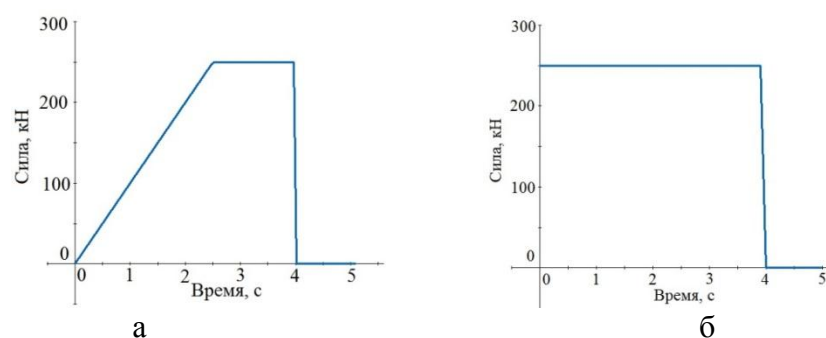


Рис. 2.28. График действия внешней нагрузки на ТС, при котором процесс подъема груза моделируется:

а – нагрузкой, возрастающей по линейному закону, б – нагрузкой, приложенной мгновенно

Из трёх существующих способов приложения сил (нагрузка, возрастающая по линейному закону; нагрузка, приложенная мгновенно и кратковременно), характерных для конструкций грузоподъемных машин [85], для процесса подъема груза выбрана нагрузка, возрастающая в течение времени 2,5 секунд (время развития нагрузки) до наибольшего значения (грузоподъемность в 25 тонн) по

линейному закону. Момент снятия нагрузки осуществляется прерыванием действия силы в момент времени 4 секунды. В процессе первого заброса ТС, вызванного внезапным снятием нагрузки, совершает максимальное отклонение (положение 3) от начального положения (положение 0). Далее выведенная из положения равновесия ТС в результате периодического превращения кинетической энергии заброса в потенциальную энергию (энергию упругой деформации стрелы) и наоборот, а также сил сопротивления, совершает затухающие колебания относительно начального положения; амплитуды колебаний соответствуют положениям: 5, 7, 9 ... m (рис. 2.29).

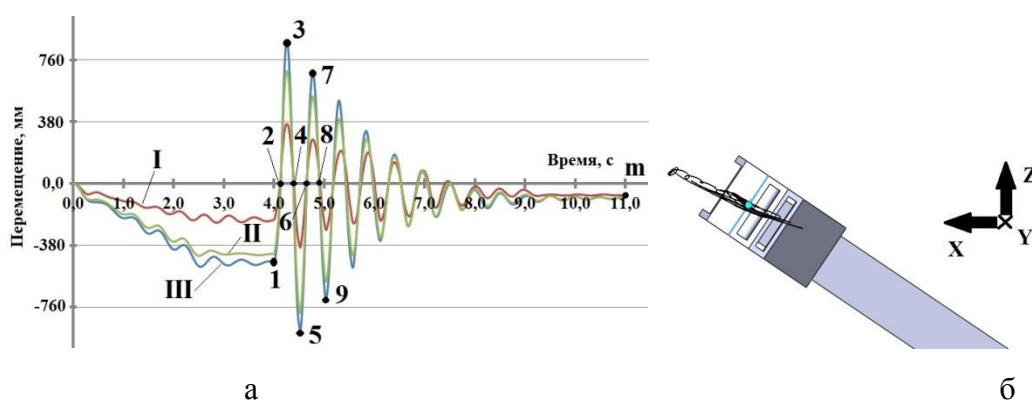


Рис. 2.29. Колебания оголовка ТС в результате резкого снятия нагрузки

а – графики колебаний, б – положение ТС и осей, путь отслеживания оголовка

I – по оси Z; II – по оси Y (оси направления силы тяжести); III – по оси X; 0 – начальное положение (до нагружения); 1 – положение под нагрузкой; 3 – первое запрокидывание стрелы; 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9 – промежуточные положения; m – установившееся положение после затухания колебаний;

Установлено, что колебательный процесс ТС, вызванный внезапным снятием нагрузки, сопровождается поочередным опиранием на опоры скольжения (соответствует положению 5; 9...) и отрывом от них (положения 3; 7...). При этом, первые два колебания, соответствующие первым и наибольшим кинетическим энергиям заброса, характеризуются ударными взаимодействиями внутренних секций о внешние в точках: А (в момент времени 4,28 и 4,84 сек), В (4,28 и 4,84 сек), С (4,25 и 4,8 сек), D (4,25 и 4,8 сек); первые удары соответствуют

3-му положению ТС, а вторые – 7-му (рис. 2.30 – 2.31). Опоры скольжения стрелы испытывают циклический процесс нагружения, постепенно снижающийся по величине воздействия (рис. 2.32).

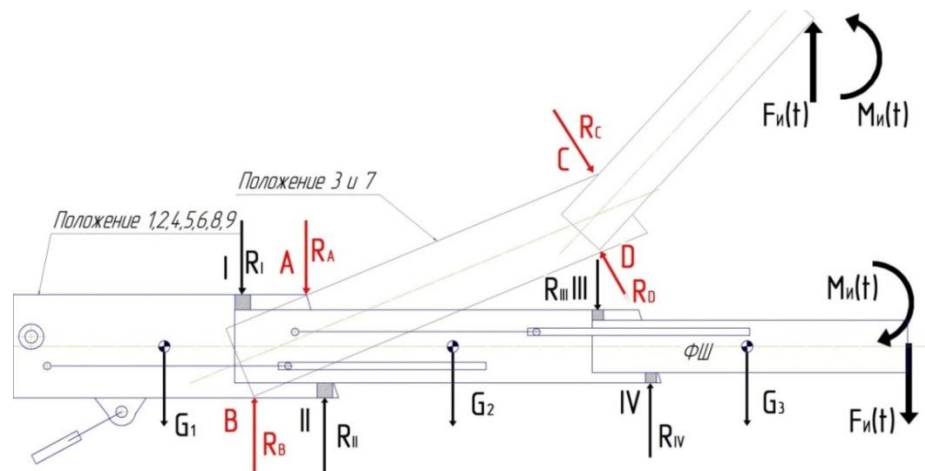


Рис. 2.30. Расчетная схема ТС после внезапного снятия нагрузки для наиболее нагруженных положений

$F(t)_{и}$ ,  $M(t)_{и}$  – сила и момент сил инерции, высвобожденные в результате мгновенного снятия нагрузки;  $R_A$ - $R_D$  – силы удара I - IV – опоры скольжения;  $R_I$ - $R_{IV}$  – реакции опор скольжения;  $G_1$ - $G_3$  – силы тяжести секций стрелы;  $G_{гр}$  – вес груза

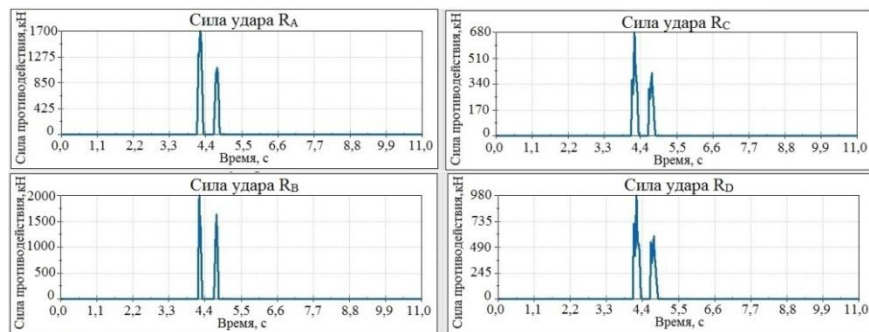


Рис. 2.31. Временная зависимость сил удара между секциями

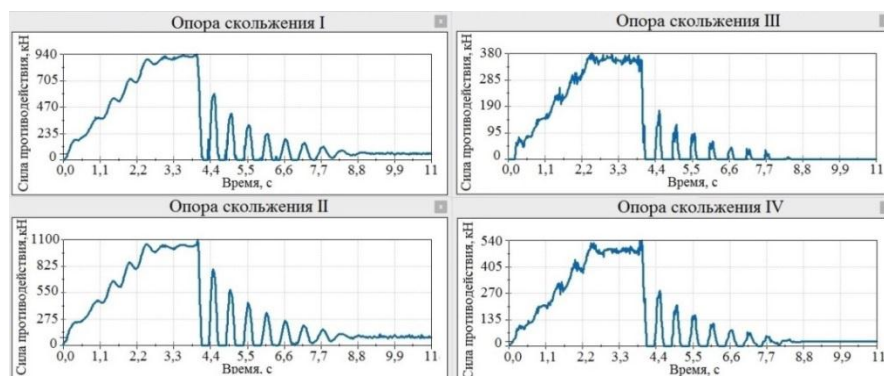


Рисунок 2.32 – Временная зависимость реакций опор скольжения



В результате моделирования установлено, что взаимодействие ГЦТ с секциями ТС при внезапном снятии нагрузки носит колебательный постепенно снижающимся по амплитуде характер нагружения (рис. 2.33 – 2.34); наибольшими силами контакта характеризуется первый заброс ТС. В результате моделирования получены: временные зависимости угловых перемещений штоков, поршней и гильз ГЦТ, а также сил противодействия полок ТС с ГЦТ, стенок секций с цапфами ГЦТ, поршня с гильзой ГЦТ в вертикальной плоскости. Исходя из анализа сил противодействия секций с ГЦТ можно заключить, что самым нагруженным ГЦТ является нижний ГЦТ. При этом наибольшие деформации наблюдаются у верхнего ГЦТ.

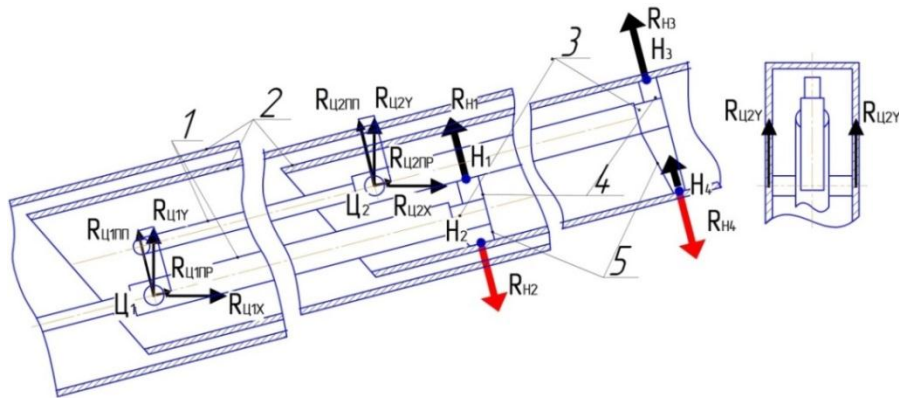


Рис. 2.33. Схема взаимодействия секций ТС с ГЦТ при внезапном снятии нагрузки:

1 – ГЦТ, 2 – секции ТС, 3 – кронштейны ГЦТ, 4 – верхние ролики, 5 – нижние ролики;  $R_{Н1}$ ,  $R_{Н2}$ ,  $R_{Н3}$ ,  $R_{Н4}$ ,  $R_{ц1п}$  – поперечные реакции элементов ГЦТ;  $R_{ц1у}$ ,  $R_{ц1х}$ ,  $R_{ц2у}$ ,  $R_{ц2х}$  – реакции элементов ГЦТ относительно координатных осей;  $Ц_i$  – цапфы ГЦТ

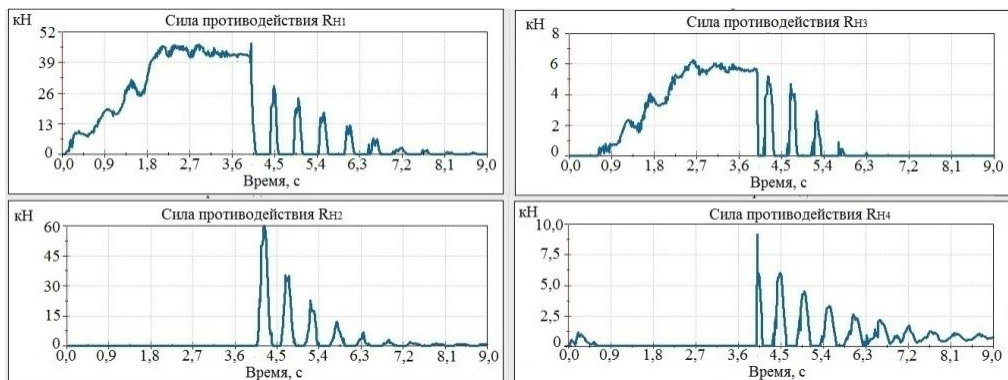


Рис. 2.34. Временная зависимость сил противодействия полок секций ТС с ГЦТ

Исходя из характера колебательных процессов ТС и ГЦТ можно заключить, что при внезапном снятии нагрузки функции колебаний оголовка ТС и ГЦТ соответственно относительно всех осей пространственной системы координат практически идентичны; заметное отличие колебательных процессов проявляется только в значении амплитуды. Временные зависимости кинематических и динамических характеристик движения оголовка ТС в результате численного эксперимента мгновенного снятия нагрузки (рис. 2.35) позволяют установить характер их изменения и необходимы для определения инерционных сил заброса.

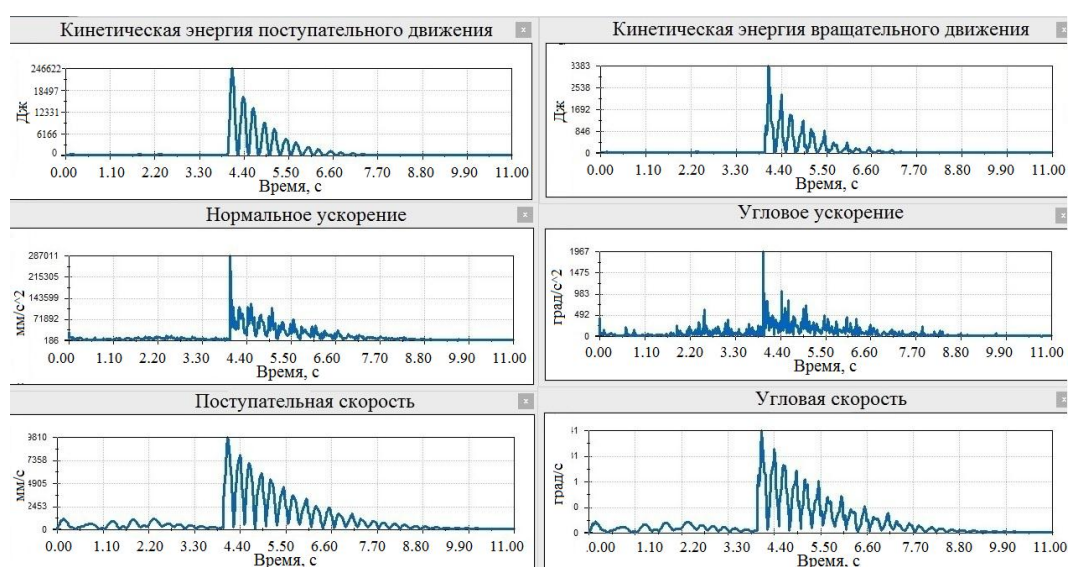


Рис. 2.35. Кинематические и динамические характеристики движения оголовка ТС

Процесс взаимодействия поршня с гильзой ГЦТ при мгновенном снятии нагрузки можно разделить на циклически повторяющихся три этапа (рис. 2.36 – 2.37). Первый этап соответствует штатному нагружению, при таком режиме  $\gamma_1$  – угол перекоса между поршнем и гильзой задаётся радиальным зазором (конструктивным зазором и зазором, образованным износом сопряжения) и смятием направляющих поясков,  $\psi_1$  – угол перекоса между штоком и гильзой задаётся радиальным зазором и углом, обусловленным деформацией элементов от внешнего нагружения ГЦТ;  $\eta_1$  – угол перекоса между поршнем и штоком близок к нулю.



Исследования проводятся при наибольшем радиальном зазоре. Согласно «Нормам браковки механизмов» из паспорта крана «Сокол 80.01М» [48] максимальный радиальный зазор в сопряжениях ГЦ равен не более 0,2 мм, следовательно, угол перекоса, обусловленный конструктивным зазором и максимально допустимым износом сопряжения:

$$\alpha = \arctg \frac{\Delta_n}{a_n} = \arctg \frac{z_4 z'_4}{a_1} = 0,0573 \text{ рад}, \quad (2.61)$$

где:  $\Delta_n$  – зазор между поршнем и гильзой, мм;  $a_n$  – база заделки, мм.

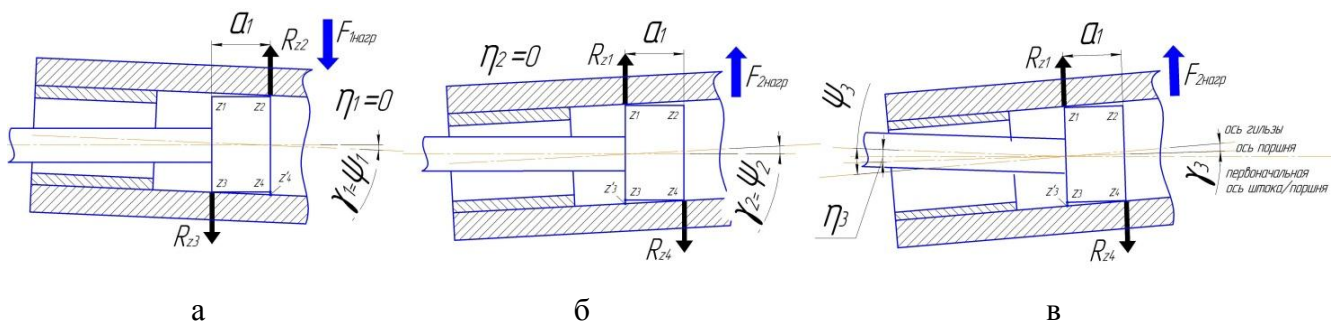


Рис. 2.36. Схема взаимодействия поршень-гильза ГЦТ в плоскости подвеса груза при внезапном снятии нагрузки с ТС:

а – нагружение при действии на цилиндр внешней нагрузки  $F_{1нагр}$ ; б – нагружение при действии на цилиндр внешней нагрузки  $F_{2нагр}$ ; в – нагружение при действии на цилиндр внешней нагрузки  $F_{2нагр}$  с добавлением изгиба системы «шток-поршень»;  $\gamma_1$ - $\gamma_3$  – угол перекоса между поршнем и гильзой;  $\psi_1$ - $\psi_3$  – угол перекоса между штоком и гильзой;  $\eta_1$ - $\eta_3$  – угол перекоса между поршнем и штоком;  $a_1$  – длина поршня;  $R_{Z1}$ ,  $R_{Z2}$ ,  $R_{Z3}$ ,  $R_{Z4}$  – реакции угловых областей поршня;  $Z_4$ - $Z'_4$ ,  $Z_3$ - $Z'_3$  – радиальный зазор

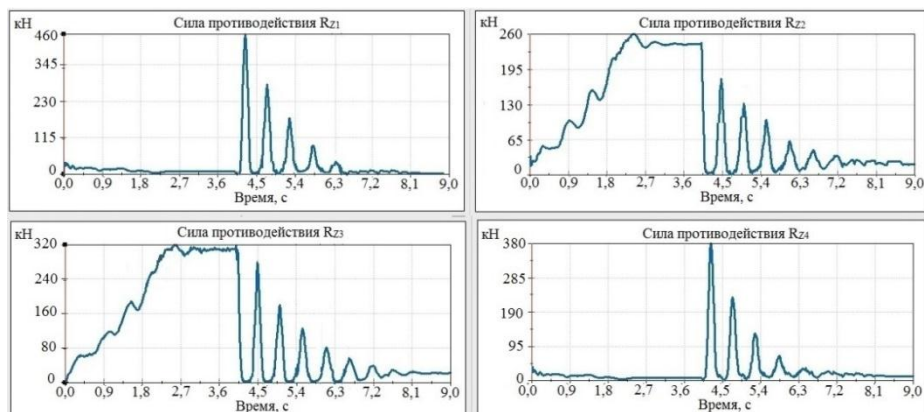


Рис. 2.37. Временная зависимость реакций областей поршня нижнего ГЦТ:

а, б, в – схемы взаимодействия элементов ГЦТ в вертикальной плоскости

Второй этап взаимодействия элементов ГЦТ соответствует периоду от начала заброса ТС, вызванного мгновенным снятием нагрузки, до излома системы «шток-поршень». При таком нагружении происходит смена диагональных зон контактирования поршня с гильзой, углы перекоса  $\gamma_2$  и  $\psi_1$  равны и определяются радиальным зазором величиной сжатия направляющих поясков поршня; угол перекоса между поршнем и штоком  $\eta_2$  близок к нулю.

В процессе дальнейшего заброса стрелового оборудования происходит третий этап взаимодействия элементов ГЦТ, соответствующий максимальному забросу ТС, и характеризующийся заметным изгибом штока и поршня относительно друг друга и максимальными значениями реакций поршня и контактных напряжений. Угол перекоса между поршнем и гильзой  $\gamma_3 \approx \gamma_2$ ; угол перекоса между поршнем и штоком  $\eta_3$ , обусловленный деформацией элементов от внешнего нагружения ГЦТ, принимает максимальное значение; угол перекоса между штоком и гильзой  $\psi_3$  принимает значение, равное сумме величин углов изгиба  $\gamma_3$  и  $\eta_3$ .

При второй и третьей схеме контактирования элементов ГЦ взаимодействие элементов ГЦ происходит аналогично описанной схеме (рис. 2.36), только центр изгиба штока находится в районе направляющей втулки или в области между втулкой и поршнем.

В связи с тем, что существующая концепция Motion SolidWorks рассматривает кинематические группы в виде взаимодействующих жестких элементов, в функционале не учитывается смятие опорно-направляющих колец поршня, местная и общая деформация гильзы при нагружении. Поэтому с целью определения деформации направляющих поясков, местного и общего деформирования гильзы, а также контактных напряжений в элементах ГЦТ, образующихся в результате заброса ТС, проводится прочностной анализ конструкции в среде Simulation SolidWorks (1-я схема контактирования, 3-й этап взаимодействия элементов ГЦТ) с двумя расчетными случаями: до и после внезапного снятия нагрузки.

Численная модель телескопического стрелового оборудования для анализа методом конечных элементов включает: три секции, межсекционные опоры скольжения, два ГЦТ. Важность включения всех элементов стрелового оборудования в расчетную модель обусловлена: одновременным обуславливанием и ограничением деформации ГЦТ секционными стенками и полками; смещением от исходного положения ГЦТ в результате деформации секций и межсекционных элементов сопряжения; точностью воспроизведения передачи силового потока, вызванного внешними нагрузками, от оголовка ТС к ГЦТ. В качестве креплений модели, установленных в узлах соединения корневой секции с поворотной рамой и ГЦ подъема, выбран тип «фиксированный шарнир». Нагрузками расчетной модели являются вертикальная и горизонтальная силы, приложенные к оголовку ТС.

В результате расчета методом конечных элементов получены эпюры напряжений, перемещений и деформации ГЦТ. На основании картины НДС можно заключить, что максимальная концентрация напряжений наблюдается в областях контакта опорно-направляющих колец поршня с зеркалом гильзы; до внезапного снятия нагрузки максимальные напряжения составляют около 201,7 МПа, что меньше предела текучести материала (предел текучести стали 30ХГСА ГОСТ 4543-71, применяемой для ГЦТ «Сокола 80.01М», составляет 830 МПа), после – максимальные напряжения увеличиваются в 1.56 раза до 315,1 МПа.

### **2.2.2 Численный эксперимент по исследованию нагруженности телескопической стрелы при внезапной просадке в процессе поворота**

Отклонение груза из плоскости ТС вызывают инерционные, ветровые нагрузки на груз, препятствия, уклон опорной поверхности, гибкость стрелового оборудования. Одной из причин образования горизонтальной боковой нагрузки, действующей на оголовки ТС, является отклонение груза в результате просадки одного из аутригеров в процессе поворота крановой платформы. Кроме того, данный вид нагружения характеризуется непредсказуемостью появления и действием на ТС внешних сил одновременно относительно трёх осей

пространственной системы координат. В связи с этим, исследование динамики поворота системы «Рабочее оборудование - груз» проводится при наличии просадки.

Численное моделирование поворота железнодорожного крана «Сокол 80.01М» с внезапной просадкой одной из опор осуществляется следующим образом: модель грузоподъемного крана установлена на грунтовой площадке; к поворотной платформе прикладывается вращающий момент, в результате чего, происходит поворот стрелового оборудования крана, момент начала поворота характеризуется небольшим скачком ускорения и скорости груза, а также небольшим горизонтальным отклонением (рис. 2.38 – 2.39), обусловленным инерционной нагрузкой; в момент перемещения груза над одной из опор (II положение ТС), посредством механизма реализации просадки опор (п. 2.1.5, рис. 2.26) осуществляется просадка аутригера, составляющая 15 мм, в результате чего происходит резкое перемещение груза в вертикальной плоскости (вниз) и заброс в горизонтальном направлении (рис. 2.38), возможный благодаря разработанному механизму подъема груза динамической модели крана (п. 2.1.5, рис. 2.27), позволяющему моделировать гибкость тягового рабочего органа. Заброс груза сопровождается резким увеличением ускорения и скорости груза (рис. 2.39).

При эксплуатации кранов из-за неравномерного внедрения аутригеров в грунт чаще всего имеет место трехопорная схема опирания грузоподъемной машины [10, 45, 56, 68, 74, 97], трансформирующаяся в зависимости от положения стрелового оборудования [22], что особенно ярко выражается при значительной просадке одной из опор. При IV положении ТС (стрела над аутригером – диагонально противоположным просевшей опоре) происходит смена опорного контура, сопровождаемая поднятием просевшей опоры, в результате чего происходит повторный, но менее значительный горизонтальный заброс груза и одновременное резкое поднятие его вверх, что также характеризуется увеличением ускорения и скорости груза (рис. 2.38 – 2.39).

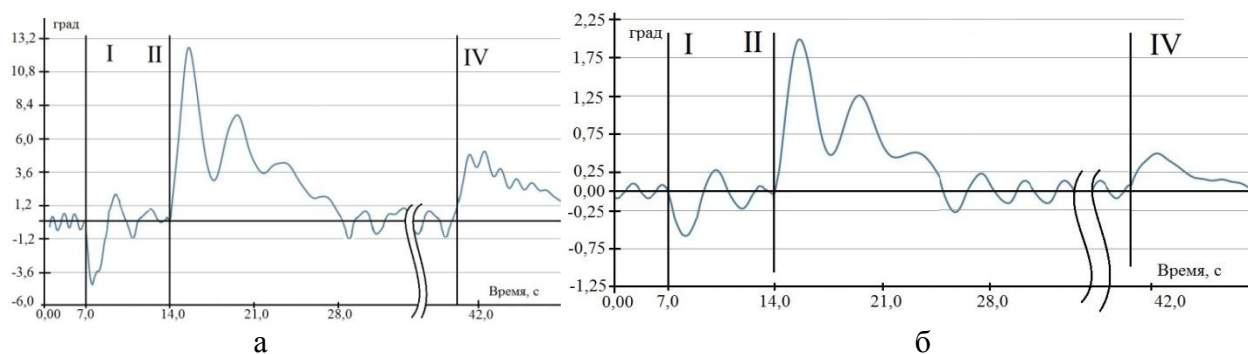


Рис. 2.38. Угловое перемещение груза в процессе поворота:  
а – угол из плоскости; б – угол в плоскости

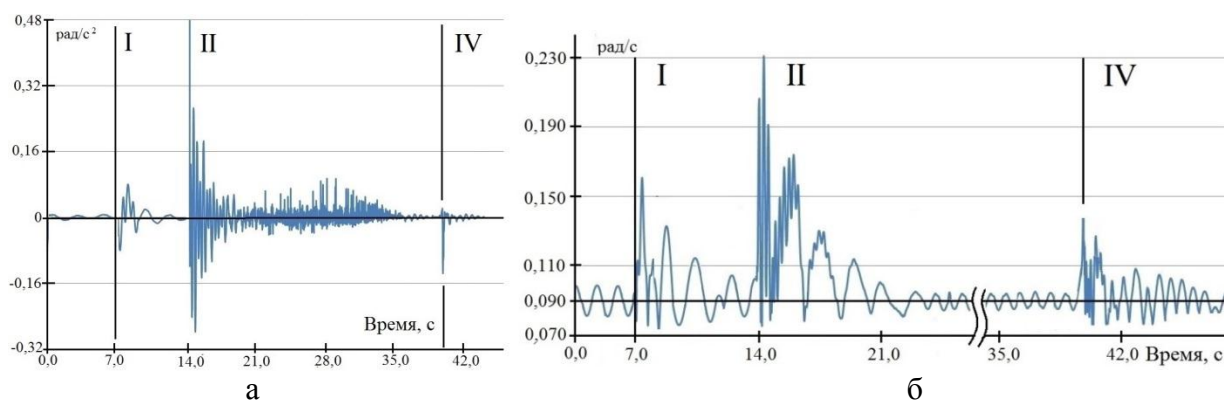


Рис. 2.39. Временная зависимость ускорения и скорости груза при повороте:  
а – угловое ускорение; б – угловая скорость; расчетные положения: 0 – до поворота; I – момент начала поворота; II – момент просадки выносной опоры; IV – момент поднятия просевшей опоры

Горизонтальные силы заброса обуславливают чередование схем нагружения ТС: в момент просадки наблюдается переход с первого горизонтального расчетного положения во второе; далее под действием касательной силы инерции груза происходит возвращение в первое расчетное положение; переходы положения сопровождаются скачкообразным увеличением значений реакций боковых упоров (рис. 2.40). Вертикальное перемещение груза в результате просадки опоры вызывает резкое возрастание реакций опорных элементов ТС (рис. 2.41).

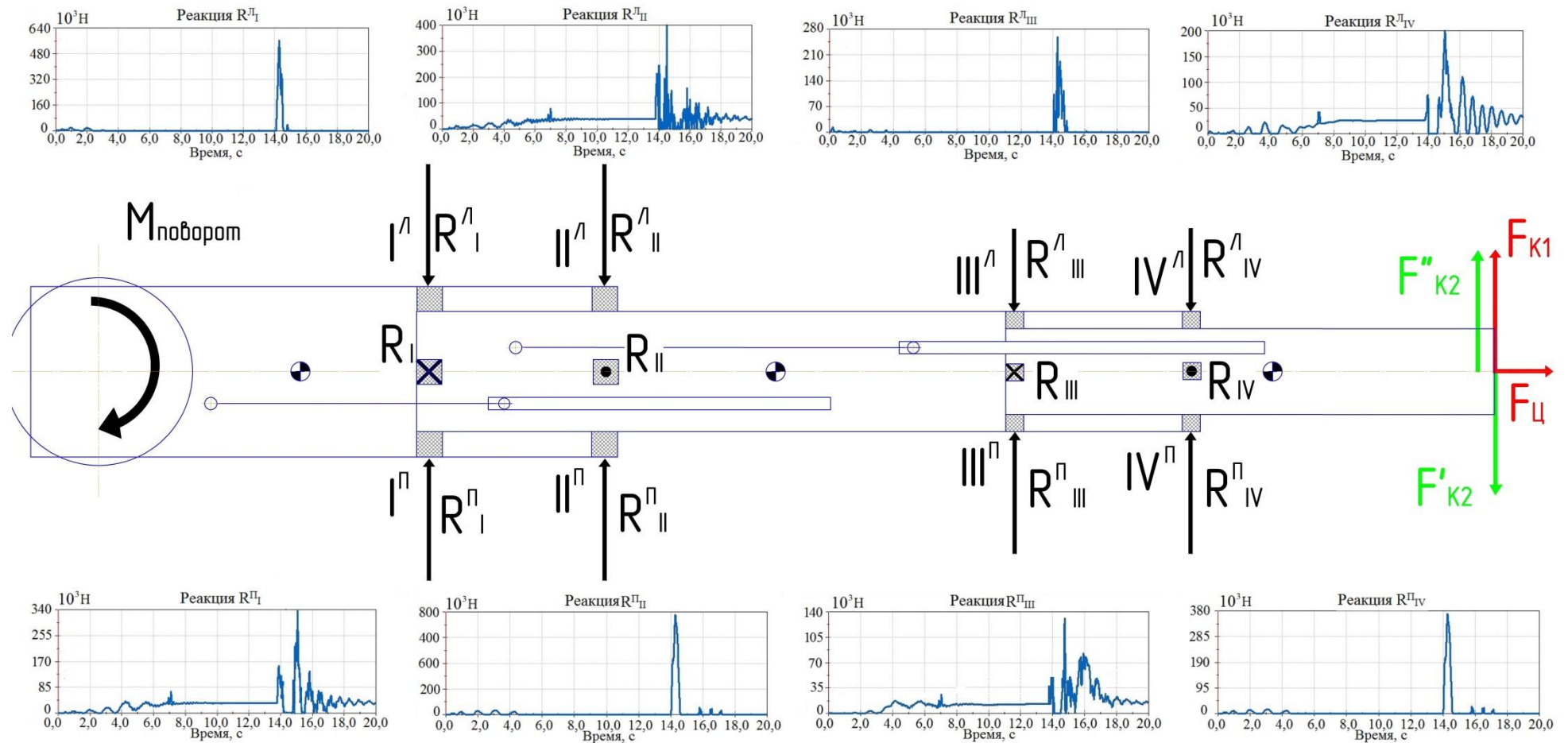


Рис. 2.40. Расчетная схема ТС в процессе поворота при возникновении просадки одной из опор и временные зависимости реакций боковых упоров:

$I^Л - IV^Л$  – левые боковые упоры;  $I^П - IV^П$  – правые боковые упоры;  $R_I - R_{IV}$  – реакции опор скольжения;  $R^Л_I - R^Л_{IV}$  – реакции левых боковых упоров;  $R^П_I - R^П_{IV}$  – реакции правых боковых упоров;  $M_{поворот}$  – момент поворота;  $F_{ц}$  – центробежная сила инерции;  $F_{K1}$  – касательная сила инерции при повороте;  $F'_{K2}, F''_{K1}$  – касательные силы инерции при просадке опоры

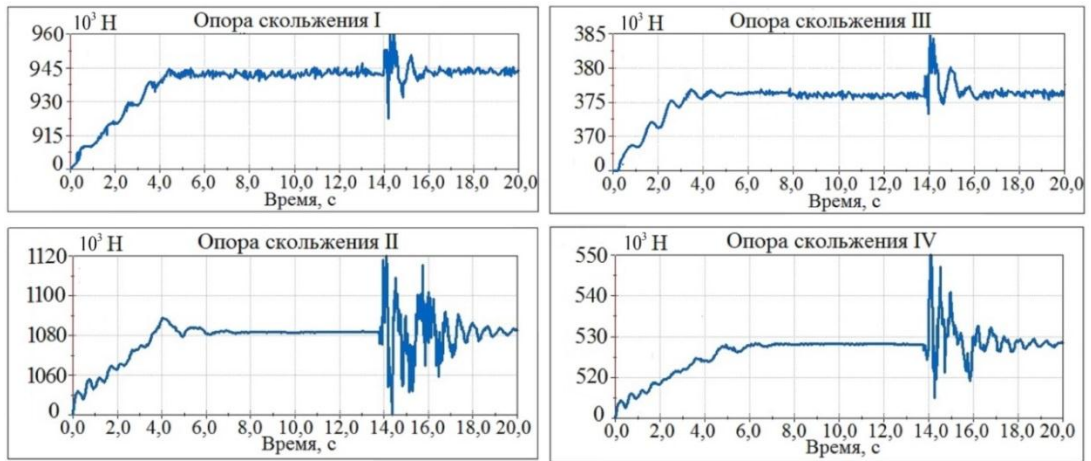


Рис. 2.41. Временная зависимость реакций опор скольжения

При азимутальном перемещении груза, в связи с гибкостью тягового органа груз отклоняется от оси подвеса. Наиболее опасным случаем является одновременный выход груза из продольной и поперечной плоскости ТС, что можно наблюдать при просадке аутригера (рис. 2.38). При приведении нагрузок (сила тяжести груза, касательная сила инерции), действующих на ТС в момент отклонения груза от оси подвеса на некоторое расстояние ( $a$ ,  $b$ ) в трех плоскостях, можно заключить, что ТС испытывает совместное действие изгиба и кручения в горизонтальной, фронтальной и профильной плоскостях: всего на ТС одновременно воздействуют две изгибающие силы и три крутящих момента (рис. 2.42).

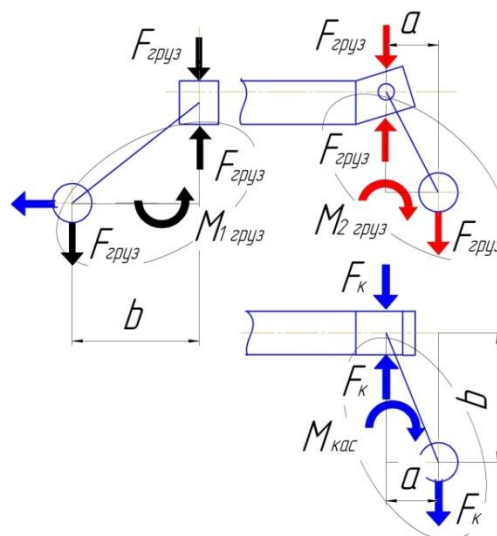


Рис. 2.42. Схема действия внешних сил, обусловленных грузом, на ТС

С целью определения влияния внешних и местных вертикальных и горизонтальных нагрузок на нагруженность секций в программе Solid Edge Simulation проводится прочностной анализ конструкции с тремя расчетными случаями: 0) до поворота; I) начало поворота; II) в момент просадки выносной опоры. Solid Edge Simulation – модуль проведения расчетов методом конечных элементов, основанной на технологии анализа FEA Femap и решателе NX Nastran [18, 40, 57, 95].

Так как между упорами и боковыми поверхностями секций для исключения заклинивания оставляется небольшой зазор (величиной до 1 мм) при нагружении стенки ТС свободно деформируются на расстоянии межсекционного зазора, а затем взаимодействуют с боковыми упорами. Данное контактирование невозможно учесть, используя одну секцию и применяя к ней ограничения (опоры) модуля расчета конечными элементами типа «заделка», «ползун» и «шарнир». В связи с этим численная модель составляется из сопряженных двух секций: корневой и средней, одна из которых испытывает внешние воздействия, а другая ограничивает деформирование нагруженной секции. При определении НДС средней секции средняя секция испытывает нагружение, а корневая – служит ограничением; при исследовании НДС корневой секции – наоборот.

В результате определения методом конечных элементов НДС четырех секций ТС от действия местных и внешних сил (рис. 2.43 – 2.45) можно сделать следующие выводы:

1. Местные напряжения в сечении II, соответствующему наибольшей нагруженности ТС, превышают напряжения, вызванные внешними нагрузками в 2,23 раза при «нулевом», I-м и II-м расчетном случае, что не противоречит результатам исследований [11, 78, 113], согласно которым, напряжения, вызванные местными усилиями, могут в несколько раз превышать напряжения от внешних нагрузок.

2. При нормированном повороте нормальные напряжения секций, обусловленные местными и внешними нагрузками, возрастают, соответственно на 0,5%, 1,0%.



3. В момент просадки опоры крана суммарные напряжения конструкции, обусловленные местными и внешними нагрузками, увеличивается, примерно, на 25% относительно нагруженности «нулевого» положения.

4. Соотношение максимальных нормальных напряжений, обусловленных вертикальными и горизонтальными внешними и местными силами, в соответствии с расчетными положениями представлено в таблице 2.4.

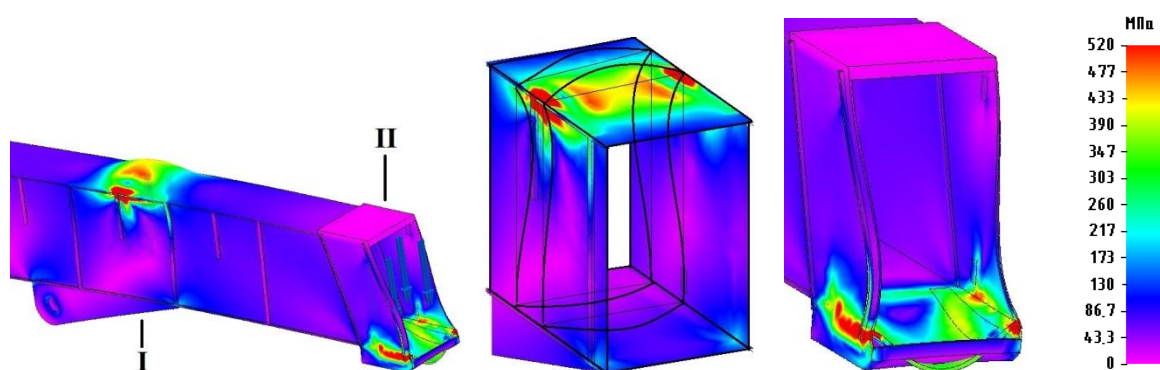


Рис. 2.43. Напряжение корневой секции ТС (0 расчетный случай)

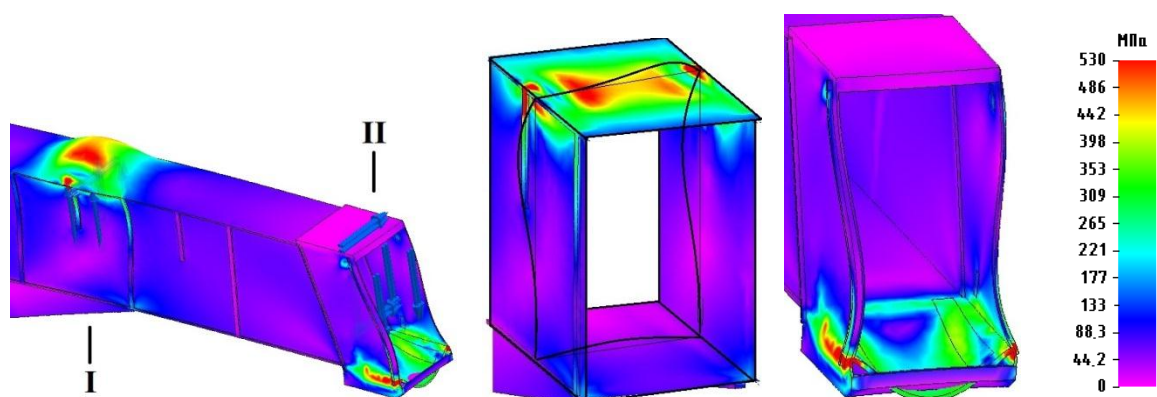


Рис. 2.44. Напряжение корневой секции ТС (I расчетный случай)

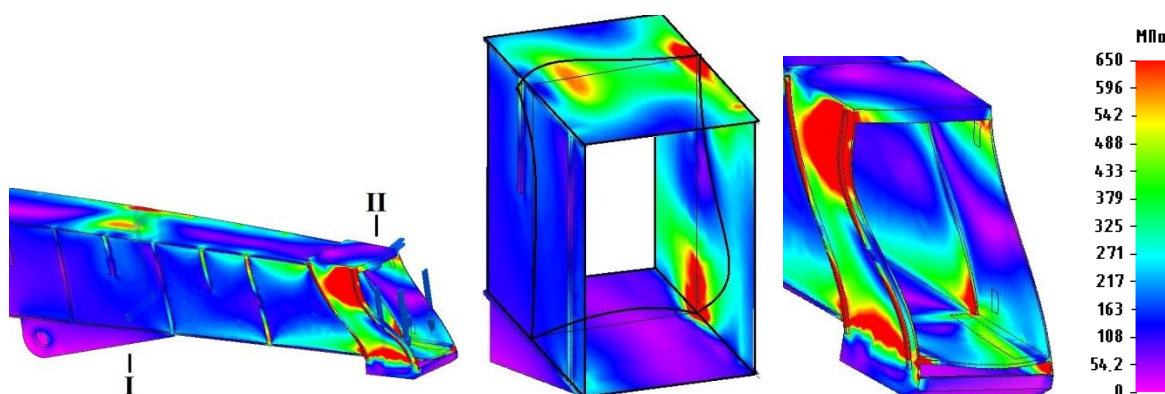


Рис. 2.45. Напряжение корневой секции ТС (II расчетный случай)

Таблица 2.4. Соотношение максимальных нормальных напряжений ТС, вызванных внешними и местными нагрузками

Расчетный случай	Напряжения, обусловленные местными усилиями, МПа		
	Вертикальные усилия	Горизонтальные усилия	Суммарные
0 (до поворота)	446	0	446
I (нормированный поворот)	446	37	448
II (момент просадки аутригера)	453	323	556
	Напряжения, обусловленные внешними усилиями, МПа		
	Вертикальные усилия	Горизонтальные усилия	Суммарные
0 (до поворота)	200	0	200
I (нормированный поворот)	200	17	202
II (момент просадки аутригера)	204	145	250

5. Максимальная нагруженность ТС, вызванная действием горизонтальных сил, образуется в сечениях давления боковых упоров, где происходит суммирование деформаций от внешних и местных горизонтальных нагрузок: в стенке под боковыми упорами, и в зонах, расположенных в непосредственной близости к грани соединения стенки и полки.

6. При «нулевом» расчетном случае наибольшие местные напряжения в конструкции возникают в полке, в местах под опорными элементами, и в зонах, расположенных в сечении опорных элементов, в непосредственной близости к ребру соединения стойки и пояса, что не противоречит результатам исследований [78].

При повороте в связи с малыми по величине горизонтальными нагрузками максимальная напряженность секций практически идентична нагруженности «нулевого» положения. Заметное исключение составляет распределение напряжений в I-м сечении корневой области: наблюдается увеличение максимально нагруженной области под опорным элементом, ближе расположенному к первому правому боковому упору, подверженному действию горизонтальной нагрузки; и соответствующее уменьшение максимально нагруженной области под опорным элементом, расположенным дальше от первого правого бокового упора. В момент просадки аутригера в связи со значительными горизонтальными нагрузками происходит заметное

перераспределение и увеличение напряжений секций. Наибольшая нагруженность образуется в областях действия местных боковых нагрузок, а также области действия реакции того опорного элемента, который ближе расположен к району действия боковых нагрузок, и в зонах, расположенных между действиями местных вертикальных и горизонтальных нагрузок, в непосредственной близости к грани соединения стенки и полки.

7. Исходя результатов прочностного исследования можно заключить, что максимальные деформации (вогнутости и выпуклости) полок и стенок ТС в основном образуются в сечениях расположения опорных элементов и боковых упоров и вызваны местными нагрузками, что не противоречит существующим исследованиям, где утверждается, что наибольшие прогибы поясов и стоек секций образуются в сечении опорных элементов [78, 118]. Исключение составляют деформации стенок при нулевом» расчетном случае в области сечения II средней и области сечения I корневой секции, где наибольшие прогибы наблюдаются на некотором расстоянии от плоскости расположения опорных элементов и боковых упоров. Это вызвано отсутствием действия горизонтальных нагрузок и препятствием боковыми упорами большой деформации стенок.

Характерно, что при «нулевом» режиме нагружения в сечениях опорных элементов верхняя часть стенки имеет выпуклость во внутрь сечения, а нижняя – в противоположную сторону, что не противоречит результатам работы [78].

Также в результате моделирования получены: временной график угловых перемещений штоков, поршней и гильз ГЦТ, а также сил противодействия полок ТС с ГЦТ, стенок секций с цапфами ГЦТ, поршня с гильзой ГЦТ (рисунок 2.42 – рисунок 2.44). Определено, что наибольшие нагрузки действуют на нижний ГЦТ, но наибольшие деформации наблюдаются у верхнего ГЦТ. Установлено, что нагружение элементов ГЦТ при внезапной просадке аутригера в процессе вращения ССК имеет колебательный постепенно снижающийся по величине характер (рис. 2.46), наблюдается рост амплитуд опорных реакций и смена опорных взаимодействий элементов ГЦТ в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

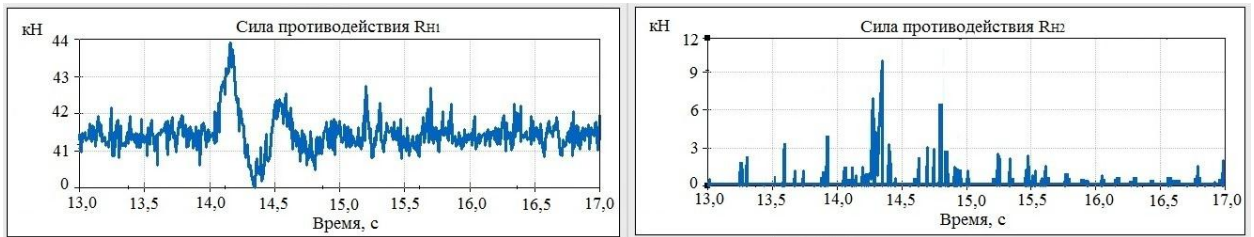


Рис. 2.46. Временная зависимость сил противодействия секций ТС с нижним ГЦТ при повороте ССК с просадкой аутригера

Процесс взаимодействия поршня с гильзой ГЦТ при внезапной просадке аутригера в процессе вращения ССК можно разделить на циклически повторяющиеся этапы, в которых:  $\gamma$  – угол перекоса между поршнем и гильзой задается радиальным зазором и смятием направляющих поясков, угол перекоса между поршнем и штоком  $\eta$ , обуславливается деформацией элементов от внешнего нагружения,  $\psi_1$  – угол перекоса между штоком и гильзой задается радиальным зазором и углом, вызванным деформацией элементов от внешнего нагружения ГЦТ (то есть равен сумме величин углов изгиба  $\gamma$  и  $\eta$ ). Первый этап вертикального взаимодействия соответствует штатному нагружению, при таком режиме;  $\eta_1$  – угол перекоса между поршнем и штоком близок к нулю. Второй этап вертикального контактирования элементов ГЦТ соответствует периоду заброса ТС вниз, вызванного внезапной просадкой выносной опоры ССК. Данное нагружение характеризуется максимальным значением реакций «поршень-гильза» (рис. 2.47) угол  $\eta_1$  и угол  $\psi_1$  принимают наибольшее значение. Третий этап вертикального взаимодействия элементов ГЦТ соответствует забросу ТС вверх, обусловленному высвобождением потенциальной энергии упругой деформации конструкции. При таком нагружении происходит смена диагональных зон контактирования поршня с гильзой. Следующий этап вертикального взаимодействия элементов ГЦТ соответствует забросу ТС вниз. При таком нагружении происходит смена диагональных зон контактирования поршня с гильзой.

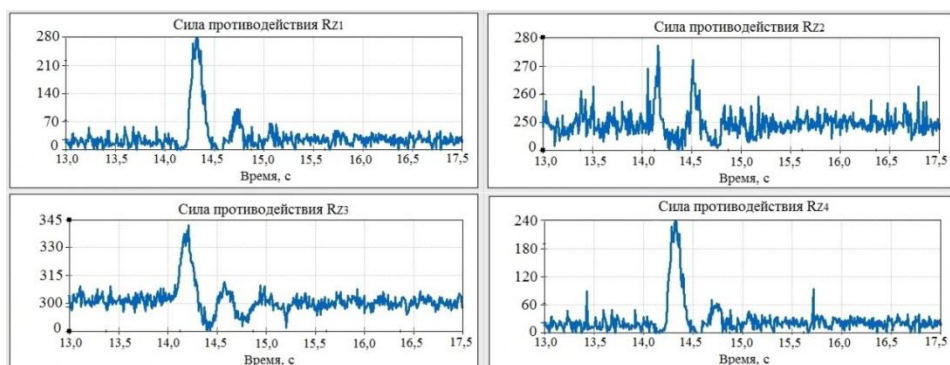


Рис. 2.47. Временная зависимость реакций областей поршня нижнего ГЦТ в вертикальной плоскости при повороте ССК с просадкой аутригера

Этапы горизонтального взаимодействия поршня с гильзой ГЦТ при внезапной просадке аутригера в процессе вращения ССК аналогичны этапам взаимодействия системы «поршень-гильза» при внезапном снятии нагрузки (рис. 2.48).

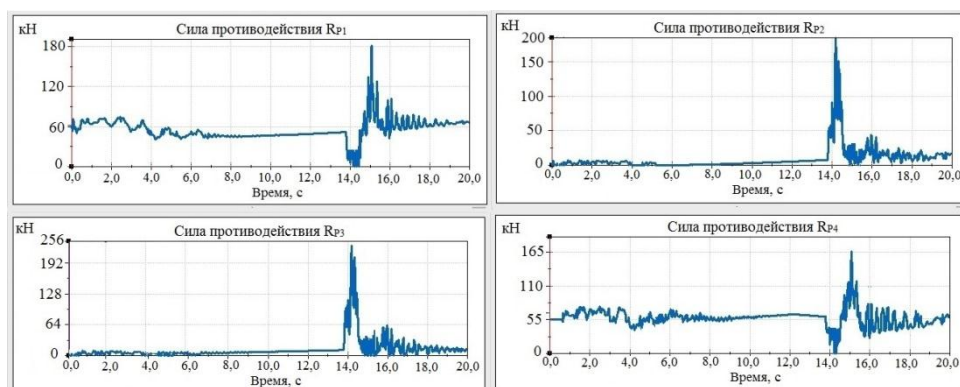


Рис. 2.48. Временная зависимость горизонтальных реакций областей поршня нижнего ГЦТ при повороте ССК с просадкой аутригера

С целью определения деформации направляющих поясков, местного и общего деформирования гильзы, а также контактных напряжений в элементах ГЦТ, возникающих в результате просадки выносной опоры при вращении ССК, проводится прочностной анализ конструкции в среде Simulation SolidWorks (1-я схема контактирования, 3-й этап взаимодействия элементов ГЦТ) с двумя расчетными случаями: до просадки аутригера и в момент просадки.

В результате численного анализа можно заключить, что максимальная концентрация напряжений наблюдается в областях контакта опорно-

направляющих колец поршня с зеркалом цилиндра; до просадки выносной опоры максимальные напряжения составляют, примерно, 24,58% от величины предела текучести материала, в момент просадки – 34,1% (рис. 2.49).

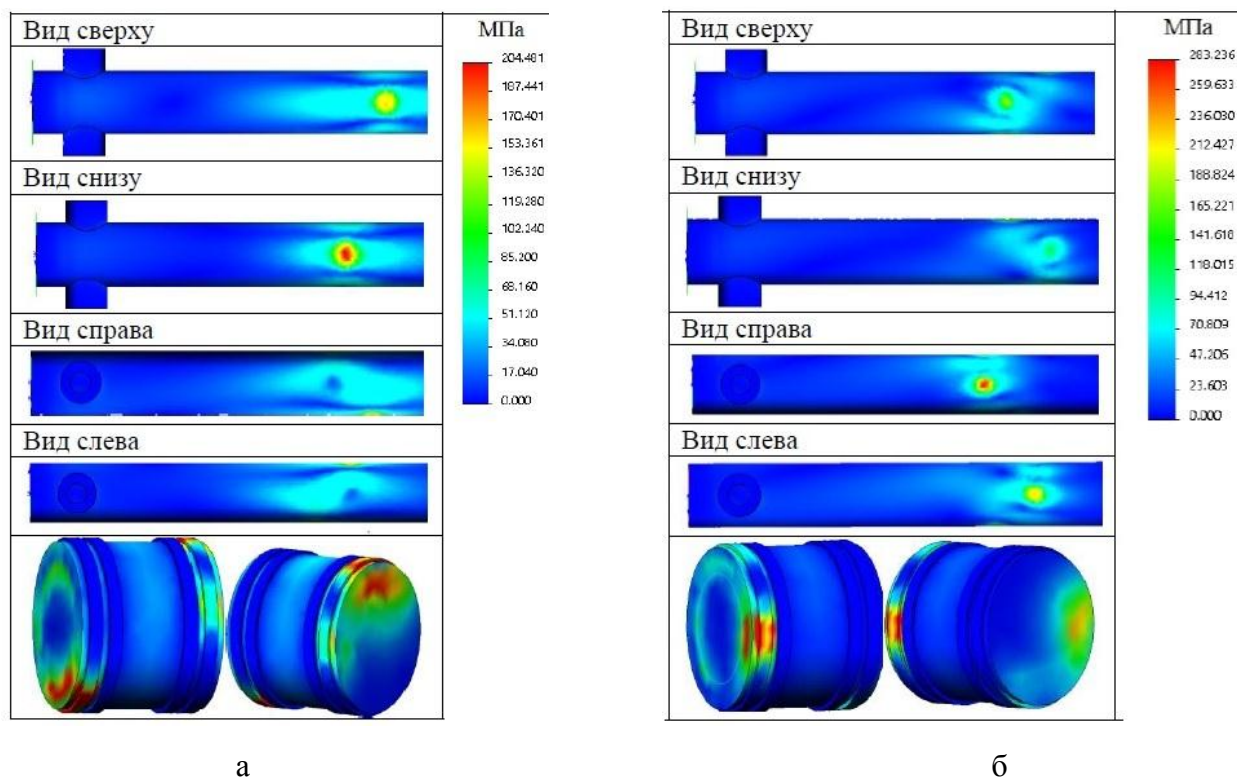


Рис. 2.49. Распределение напряжений в нижнем ГЦТ:  
а – до просадки аутригера (поворот); б – при просадке аутригера

При аппроксимации данных, полученных в результате проведения серии компьютерных экспериментов поворота крановой платформы с внезапной просадкой аутригера для ряда величин просадки опоры, были получены зависимости амплитудных значений параметров нагружения крана (кинематических параметров движения рамы и груза, амплитуд реакций опорных элементов и боковых упоров ТС, максимальных напряжений ТС) от величины просадки (рис. 2.50 – 2.51).



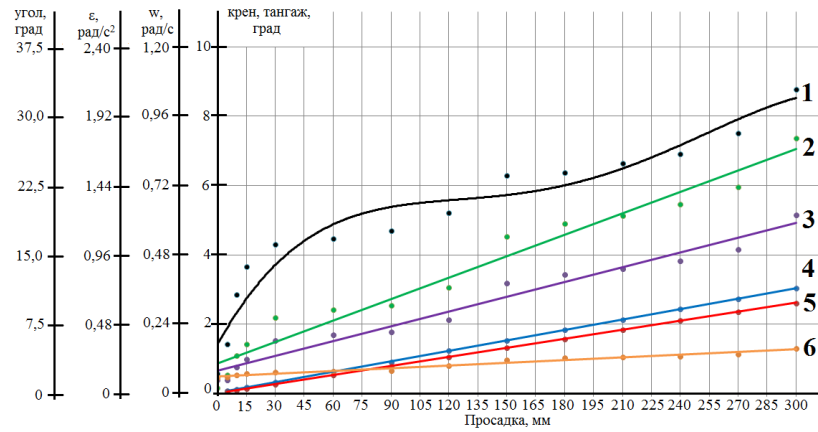


Рис. 2.50. Зависимость амплитуд кинематических параметров движения рамы и груза крана от величины просадки аутригера:

1 – угол груза из плоскости, 2 – угловая скорость груза, 3 – угловое ускорение груза, 4 – крен рамы, 5 – тангаж рамы, 6 – угол груза в плоскости

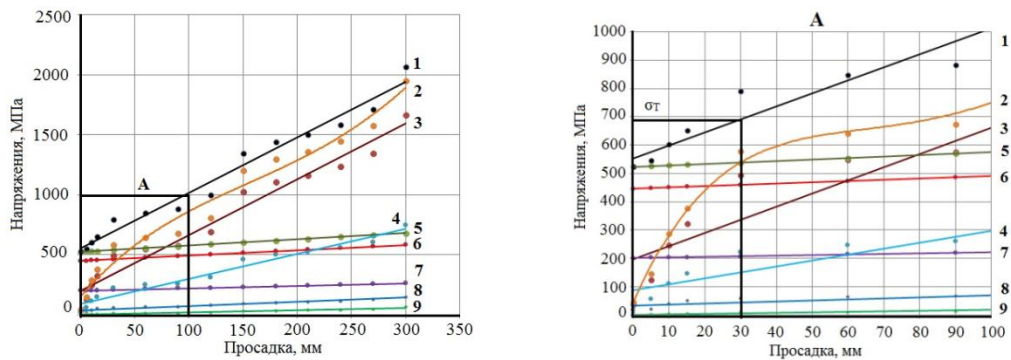


Рис. 2.51. Зависимость максимальных напряжений ТС от величины просадки аутригера, вызванные:

1 – суммарными горизонтальными и вертикальными нагрузками, 2 – суммарными горизонтальными нагрузками, 3 – горизонтальными местными нагрузками, 4 – горизонтальными внешними нагрузками, 5 – суммарными вертикальными нагрузками, 6 – вертикальными местными нагрузками, 7 – вертикальными внешними нагрузками, 8 – вертикальными внешними крутящими нагрузками, 9 – горизонтальными внешними крутящими нагрузками

Исходя из результатов серии численных экспериментов, можно сделать следующие выводы относительно зависимости нагружения ТС от увеличения значения просадки:

1. наблюдается медленный рост напряжений, обусловленных вертикальными нагрузками, и резкое возрастание напряжений, вызванных горизонтальными силами;

2. до просадки в 30 мм наибольшая нагруженность обусловлена вертикальными нагрузками, после – наибольшая нагруженность вызвана горизонтальными силами;

3. при любом значении просадки аутригера напряжения, обусловленные местными нагрузками, превышают напряжения, вызванные внешними силами.

4. излом ТС, предположительно, произойдет при просадке в 30 мм, так как при этом значении максимальные напряжения конструкции достигают предела текучести (690 МПа для марки стали ТС «Сокола 80.01М» – 14ХГН2МДАФБ). Кран выйдет из устойчивого состояния, предположительно, при просадке немногим больше 300 мм, так как согласно паспорту крана допустимый уклон площадки для установки при работе составляет 3 град. В связи с этим можно заключить, что потеря местной устойчивости ТС произойдет раньше потери общей устойчивости крана.

### **2.3 Методика исследования нагруженности телескопической стрелы в результате внезапного снятия нагрузки**

Методика исследования нагруженности телескопической стрелы в результате внезапного снятия нагрузки предполагает четыре этапа.

1. Разработка численной динамической математической модели стрелового самоходного крана, идентичной реальному прототипу (пункт 2.1.5).

2. Проведение виртуального эксперимента внезапного снятия груза со стрелового оборудования; получение временных зависимостей кинематических и динамических характеристик движения оголовка ТС (пункт 2.2.1).

3. Математические преобразования из уравнения полной кинетической энергии движения ТС.

Определив кинематические и динамические характеристиками движения (рис. 2.35), полную кинетическую энергию заброса относительно оголовка ТС согласно теореме Кёнига можно записать в виде суммы кинетической энергии поступательного и вращательного движения:

$$E_K = E_{\text{пост}} + E_{\text{вращ}} = \frac{mv^2}{2} + \frac{I\omega^2}{2}, \quad (2.62)$$



где:  $m$  – Масса тела, кг;  $v$  – Поступательная скорость центра масс тела, м/с;  $I$  – Момент инерции тела, кг·м<sup>2</sup>;  $w$  – Угловая скорость тела, рад/с [88].

Из поступательной кинетической энергии оголовка стрелы в момент мгновенного снятия нагрузки выражается задействованная в процессе масса, из вращательной кинетической энергии оголовка стрелы в момент мгновенного снятия нагрузки выражается задействованный в процессе момент инерции.

Поступательная сила заброса, приложенная к оголовку стрелы, находится согласно второму закону Ньютона; в связи с тем, что направление этого воздействия определить трудно, определяется тангенциальная и нормальная составляющие силы заброса:

$$F_{t,n} = m \cdot a_{t,n} = \frac{2 \cdot E_{nocm}}{v^2} \cdot a_{t,n}, \quad (2.63)$$

где:  $a_t$  – тангенциальное ускорение, м/с<sup>2</sup>;  $a_n$  – нормальное ускорение, м/с<sup>2</sup>.

Исходя из основного закона динамики вращательного движения (закона сохранения момента импульса) при постоянном моменте инерции момент сил, приложенный к оголовку стрелы:

$$M = I \cdot \varepsilon = \frac{2 \cdot E_{вращ}}{w^2} \cdot \varepsilon, \quad (2.64)$$

где:  $\varepsilon$  – угловое ускорение тела, рад/с<sup>2</sup>.

В результате получено, что кинетическая энергия заброса ТС вызывает появление двух нагрузок, действующих на оголовки ТС: вращающего момента и поступательной силы (рис. 2.30), которую наиболее целесообразно определить, высчитав ее тангенциальную и нормальную составляющие. На рисунке 2.52 представлены фрагменты временной зависимости результирующей силы, вращающего момента, кинетической энергии поступательного и вращательного движения заброса ТС.

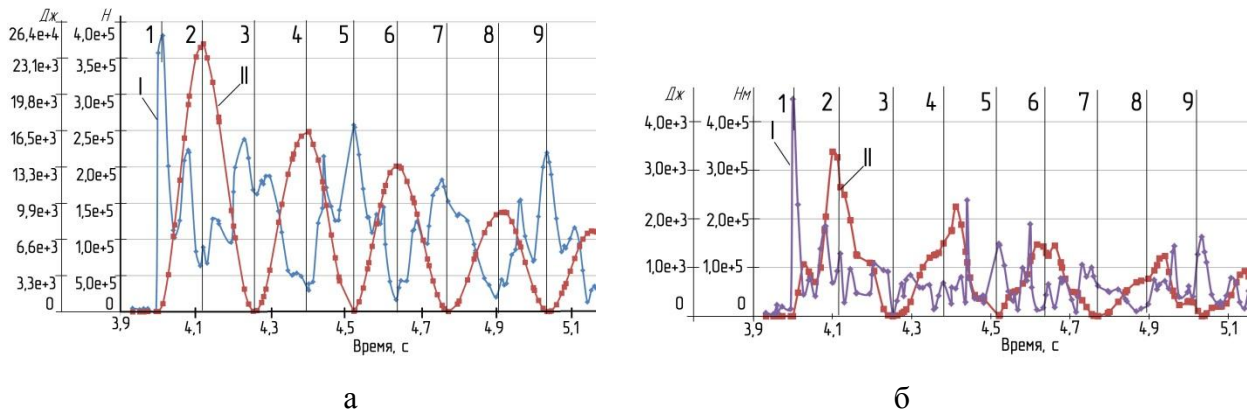


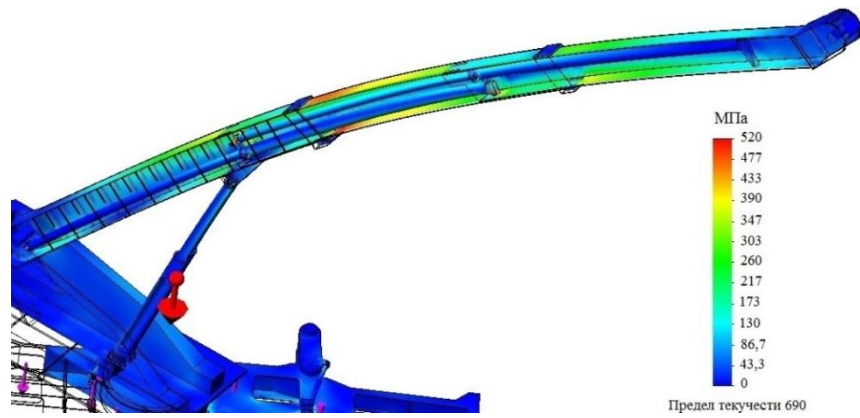
Рис. 2.52. Временная зависимость нагрузки и кинетической энергии заброса:

а – зависимость результирующей силы и кинетической энергии поступательного движения; б – зависимость вращающего момента и кинетической энергии вращательного движения; I – нагрузка; II – энергия; 1...9 – положения оголовка ТС

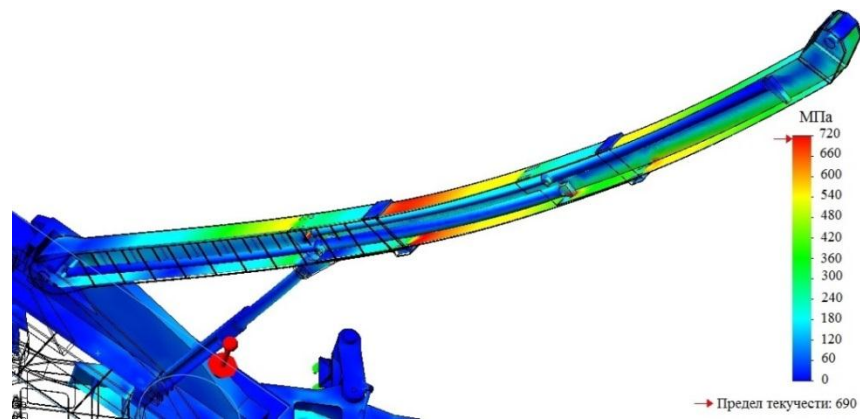
Фрагменты (рис. 2.52) изображают графики максимальной нагрузки и энергии, образовавшихся в результате внезапного снятия веса с ТС, и соответствующих первому (1-2-3), второму (3-4-5), третьему (5-6-7) и четвертому (7-8-9) забросу. Наблюдается преобразование кинетической энергии в потенциальную, равную сумме консервативных сил, сопровождаемое снижением механической энергии в связи с действием диссипативных сил.

4. Определение напряженно-деформированного состояния ТС методом конечных элементов.

С целью определения влияния на конструкцию кинетической энергии первого заброса, высвободившейся в результате мгновенного снятия веса груза, в среде Simulation проводится прочностной анализ крана с двумя расчетными случаями: до и после мгновенного снятия нагрузки (первый заброс ТС) (рис. 2.53). В результате исследования определено, что инерционная нагрузка первого заброса, вызванная мгновенным снятием веса груза, в сравнении со штатным нагружением в 1,38 раза повышает амплитуды напряжений ТС.



а



б

Рис. 2.53. Напряженно-деформированное состояние конструкции:

а – штатное нагружение; б – при внезапном снятии нагрузки

Применяя полученный метод определения нагрузок, действующих на стрелу в результате мгновенного снятия веса груза, проводится ряд расчетов, на основе результатов которых строится поверхности зависимости инерционной силы и момента заброса от вылета и длины ТС (рис. 2.54).

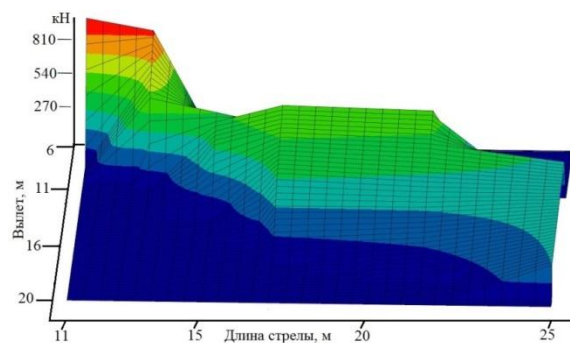


Рис. 2.54. Поверхность зависимости силы инерции, высвобожденной в результате мгновенного снятия нагрузки, от вылета и длины ТС

Соответствие таблицы грузоподъемности (для опорного контура 6,618x5,906 м и двух круговых секторов:  $\pm 35^\circ$  от продольной оси) и поверхности зависимости момента инерции, высвобожденного в результате мгновенного снятия нагрузки представлено на рисунке 2.55.

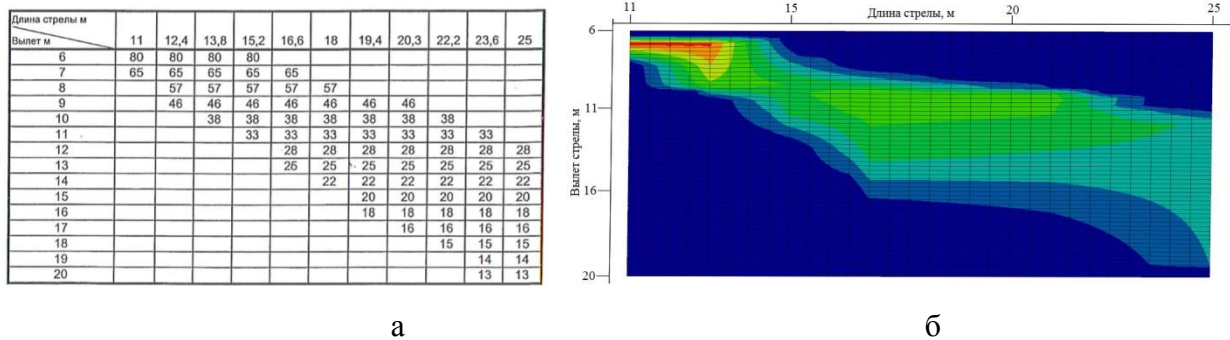


Рис. 2.55. Соответствие таблицы грузоподъемности (опорный контур 6,618x5,906 м, два сектора  $\pm 35^\circ$  от продольной оси) и линиями уровня поверхности зависимость силы инерции, высвобожденной в результате мгновенного снятия нагрузки:

а – таблица грузоподъемности; б – линии уровня

В результате проведенного исследования разработана методика исследования нагруженности телескопической стрелы в результате внезапного снятия нагрузки, основанная на определении нагрузок в функции от кинетической энергии процесса. Разработанную методику представляется возможным распространить на другие режимы нагружения.

## 2.4 Аналитическое моделирование динамической нагруженности телескопической стрелы

### 2.4.1 Аналитическое моделирование движений элементов телескопической стрелы

Аналитическое моделирование движений элементов телескопического стрелового оборудования осуществляется посредством математической модели п. 2.1.3. Рассматривается 4 режима нагружения ССК: установившийся подъем, нормированный поворот, просадка аутригера, внезапное снятие нагрузки. Для каждого режима аналитическим и численным способом были определены

максимальные перемещения (деформации) телескопических секций и элементов ГЦТ (поршень, шток, гильза).

С целью сравнения результатов, полученных численным и аналитическим моделированием, выполняется перевод рассчитанных в системах Mathcad и SolidWorks Motion графиков движений в формат Excel. В п. 2.2. процесс подъема груза моделировался нагрузкой, возрастающей по линейному закону. В связи с тем, что составленные уравнения движения системы «рабочее оборудование-груз» (п. 2.1.3) предполагают, что груз включен в семимассовую динамическую модель и масса груза задействована во всех колебаниях системы, при сравнении с результатами аналитического моделирования для численного процесса подъема груза в качестве способа приложения силы выбирается – нагрузка, приложенная мгновенно (рис. 2.28, б). Сравнение перемещений оголовка средней секции относительно корневой, перемещений оголовка верхней секции относительно средней, рассчитанных численным и аналитическим моделированием, в режиме неустановившегося и установившегося подъема, нормированного поворота и просадки представлено на рисунках 2.56 – 2.58, в режиме внезапного снятия нагрузки с ТС – на рисунке 2.59.

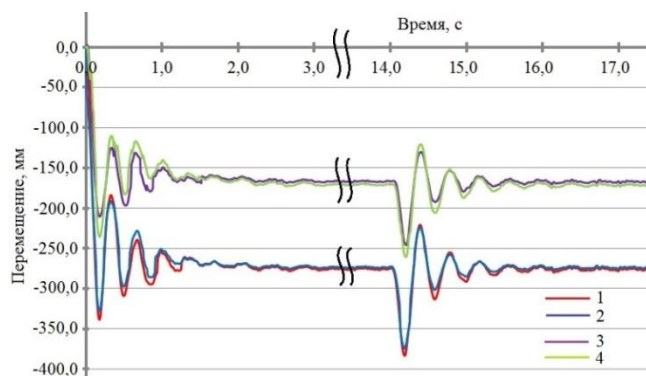


Рис. 2.56. Максимальные вертикальные перемещения ТС:

- 1 – верхней секции (аналитический метод), 2 – верхней секции (численный метод),  
3 – средней секции (аналитический метод), 4 – средней секции (численный метод)

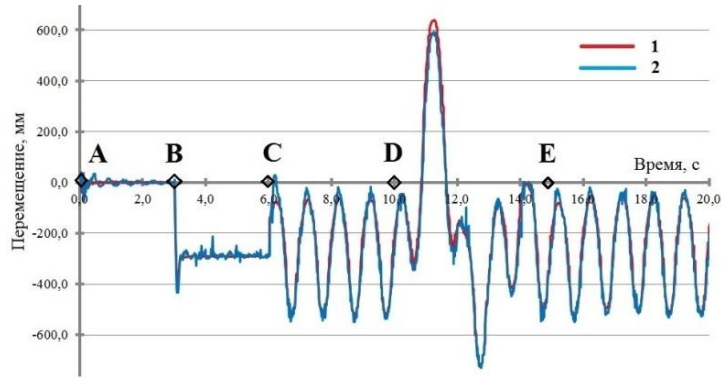


Рис. 2.57. Горизонтальные перемещения оголовка верхней секции относительно средней:  
1 – аналитический метод, 2 – численный метод; А-В – собственные колебания, В-С – поворот  
стрелы, С-Д – поворот с колебаниями груза, D-E – просадка аутригера

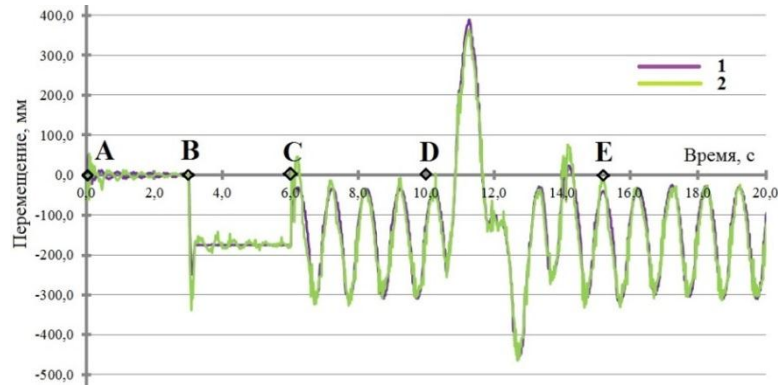


Рис. 2.58. Горизонтальные перемещения оголовка средней секции относительно корневой:  
1 – аналитический метод, 2 – численный метод; А-В – собственные колебания, В-С – поворот  
стрелы, С-Д – поворот с колебаниями груза, D-E – просадка аутригера

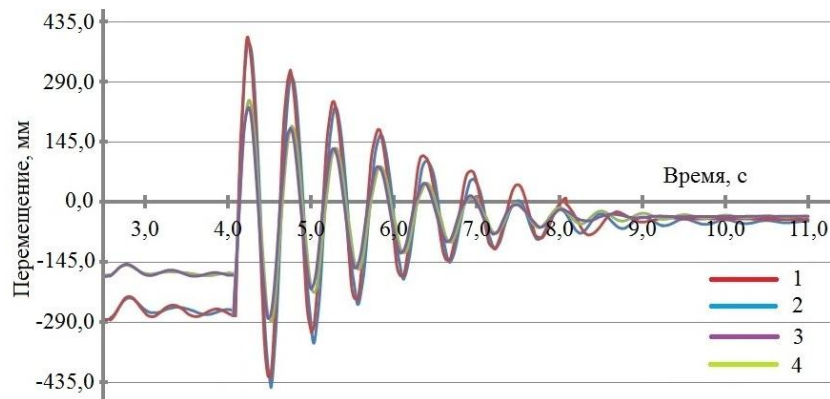


Рис. 2.59. Максимальные вертикальные перемещения ТС при внезапном снятии нагрузки:  
1 – верхней секции (аналитический метод), 2 – верхней секции (численный метод),  
3 – средней секции (аналитический метод), 4 – средней секции (численный метод)

Рассчитываемый прогиб ГЦТ определяется следующими составляющими: прогибом ГЦ вследствие наличия конструктивных и технологических зазоров в сопряжениях; прогибом от эксплуатационного искривления штока, системы «шток-поршень», гильзы; прогибом вследствие поперечного и продольного нагружения; прогибом, образованным в результате местного деформирования стенок гильзы и смятия направляющих поясков в зоне контакта опорно-направляющих колец поршней и втулок.

Угловое перемещение штока и угол, образованный деформацией «шток-поршень» определяется в функции времени по аналитической математической модели п.2.1.3 и посредством численной динамической модели в SolidWorks Motion. Амплитуды углового перемещения, образованного деформацией «опорно-направляющие кольцами» и угла, обусловленного общей деформацией гильзы, находятся по аналитической математической модели из п.2.1.4 и в модуле SolidWorks Simulation.

Максимальные вертикальные деформации элементов верхнего ГЦТ, обусловленные изгибной жесткостью штока и жесткостью системы «шток-поршень», при неустановившемся и установившемся движении подъема, нормированном повороте и посадке представлены на рисунке 2.60, при внезапном снятии нагрузки со стрелового оборудования – на рисунке 2.61.

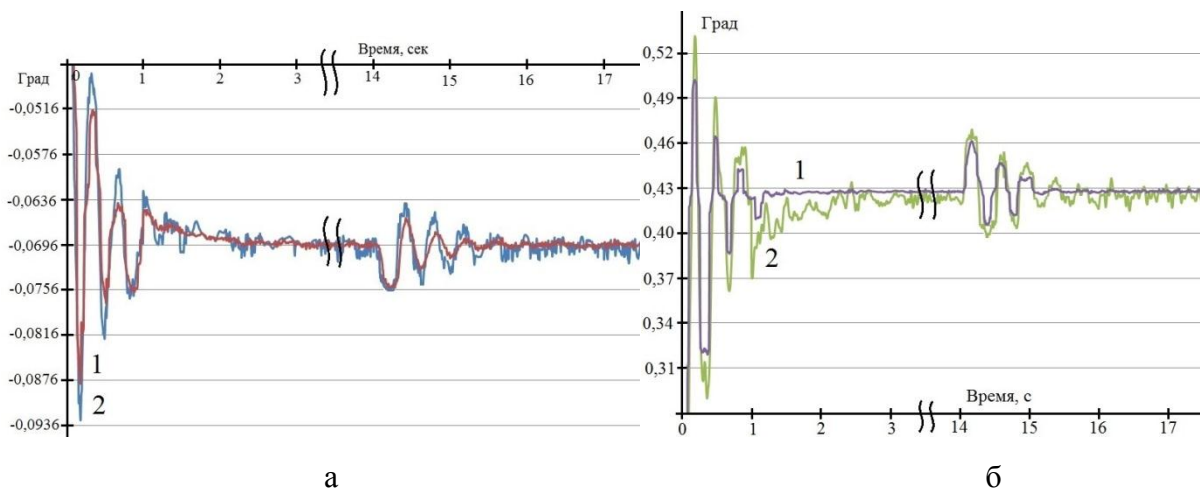


Рис. 2.60. Максимальные вертикальные деформации элементов верхнего ГЦТ: а – поршня ГЦТ, б – штока ГЦТ; 1 – аналитический метод, 2 – численный метод



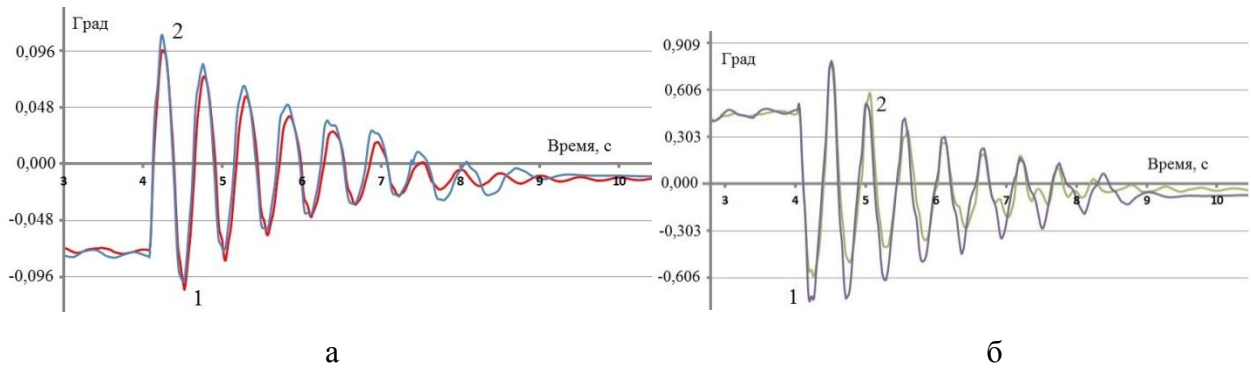


Рис. 2.61. Максимальные вертикальные деформации элементов верхнего ГЦТ при внезапном снятии нагрузки:

а – поршня ГЦТ, б – штока ГЦТ; 1 – аналитический метод, 2 – численный метод

Максимальные значения угловых перемещений гильзы, обусловленных наибольшим допускаемым радиальным зазором в сопряжении «гильза-поршень», деформацией «шток-поршень» и гильзы, а также сжатием системы «опорно-направляющие кольца-внутренняя стенка гильзы», для рассматриваемых режимов нагружения представлены в таблицах 2.5 – 2.7.

Таблица 2.5. Максимальное значение угловых деформаций элементов верхнего ГЦТ при внезапном снятии нагрузки

	Элемент верхнего ГЦТ	Максимальное значение угловых деформаций, град			
		Численный метод		Аналитический метод	
		До внезапного снятия нагрузки с ТС	При внезапном снятии нагрузки с ТС	До внезапного снятия нагрузки с ТС	При внезапном снятии нагрузки с ТС
		Вертикальная плоскость		Вертикальная плоскость	
1.	Угловое перемещение штока (ФШ4)	0,4115	-0,6056	0,4256	-0,5862
2.	Угловое перемещение гильзы	-1,5066	2,2178	-1,5243	1,99902
	Составляющие углового перемещения гильзы:				
2.1	Угол, образованный наибольшим допускаемым радиальным зазором	-0,0573	0,0573	-	-
2.2	Угол, образованный деформацией «шток-поршень» (ФШЗ)	-0,0696	0,1048	-0,0708	0,09622
2.3	Угол, образованный деформацией «опорно-направляющие кольца-стенка гильзы»	-0,3085	0,4597	-0,2876	0,4231
2.4	Угол, образованный общей деформацией гильзы	-1,0712	1,5960	-1,1765	1,4797



Таблица 2.6. Максимальное значение угловых перемещений элементов верхнего ГЦТ относительно положения до нагружения при просадке (численный метод исследования)

	Элемент верхнего ГЦТ	Максимальное значение угловых деформаций, град					
		До поворота		При нормированном повороте		При внезапной просадке аутригера	
		в горизон. плоскости	в вертик. плоскости	в горизон. плоскости	в вертик. плоскости	в горизон. плоскости	в вертик. плоскости
1.	Угловое перемещение штока (ФШ4)	$\approx 0$	0,4115	0,08609	0,4115	0,3409	0,4652
2.	Угловое перемещение гильзы		-1,5066	0,2683	-1,5066	1,3734	-1,7052
	Составляющие углового перемещения гильзы:						
2.1	Угол, образованный наибольшим допускаемым радиальным зазором	$\approx 0$	-0,0573	-0,0573	-0,0573	0,0573	-0,0573
2.2	Угол, образованный деформацией «шток-поршень» (ФШЗ)	$\approx 0$	-0,0696	0,0172	-0,0696	0,0937	-0,0756
2.3	Угол, образованный деформацией «опорно-направляющие кольца-стенка гильзы»	$\approx 0$	-0,3085	0,0848	-0,3085	0,3392	-0,3940
2.4	Угол, образованный общей деформацией гильзы	$\approx 0$	-1,0712	0,2236	-1,0712	0,8832	-1,1783

Таблица 2.7. Максимальное значение угловых перемещений элементов верхнего ГЦТ относительно положения до нагружения при просадке (аналитический метод исследования)

	Элемент верхнего ГЦТ	Максимальное значение угловых деформаций, град					
		До поворота		При нормированном повороте		При внезапной просадке аутригера	
		в горизон. плоскости	в вертик. плоскости	в горизон. плоскости	в вертик. плоскости	в горизон. плоскости	в вертик. плоскости
1.	Угловое перемещение штока (ФШ4)	$\approx 0$	0,4256	0,07946	0,4256	0,3252	0,4604
2.	Угловое перемещение гильзы		-1,5349	0,2968	-1,5349	1,3407	-1,7446
	Составляющие углового перемещения гильзы:						
2.1	Угол, образованный наибольшим допускаемым радиальным зазором	-	-	-	-	-	-
2.2	Угол, образованный деформацией «шток-поршень» (ФШЗ)	$\approx 0$	-0,0708	0,0150	-0,0708	0,0856	-0,0775
2.3	Угол, образованный деформацией «опорно-направляющие кольца-стенка гильзы»	$\approx 0$	-0,2876	0,0755	-0,2876	0,3504	-0,3847
2.4	Угол, образованный общей деформацией гильзы	$\approx 0$	-1,1765	0,2063	-1,1765	0,9047	-1,2824

В результате проведенной серии расчётов максимальных угловых деформаций элементов ГЦТ (при различных величинах просадки, нагрузки,

массы груза, вылета и длины ТС) в режимах: установившегося подъема, нормированного поворота, просадки аутригера, внезапного снятия нагрузки, – расхождение результатов, полученных аналитическим и численным методом, составила 1,69 – 12,79 %.

Частоты четырех главных колебаний системы «ТС – груз» для четырех режимов нагружения ССК были рассчитаны посредством аналитической математической моделью (п. 2.1.3) и представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8. Частоты колебаний системы «ТС – груз»

Частота системы, Hz	Собственные колебания		Вынужденные колебания				
	До поворота		При нормированном повороте		При внезапной просадке аутригера		При внезапном снятии нагрузки
			Начало поворота	С действием колебаний груза			
	в горизон. плоскости	в вертик. плоскости	в горизонт плоскости		в горизон. плоскости	в вертик. плоскости	в вертик. плоскости
Частота первого главного колебания	0,5179	0,7712	0,5209	1	0,5727	0,7715	3,7904
Частота второго главного колебания	4,1401	9,6403	4,8242	-	5,426	9,6631	17,913
Частота третьего главного колебания	8,2142	21,488	8,2635	-	8,740	21,528	42,927
Частота четвертого главного колебания	17,663	33,336	18,717	-	18,853	33,563	63,147

Сравнение разработанных аналитических математических моделей движения ТС (п. 2.1.3) с наиболее близкими аналогичными моделями представлено на рисунке 2.62. Можно наблюдать, что с упругой линией численной модели ТС более схожи деформации телескопического стрелового оборудования, образованные вертикальными перемещениями разработанной математической модели. Применяя разработанную модель горизонтальных перемещений ТС, представляется возможным отследить перемещения элементов ТС на протяжении всего цикла нагружения (включающего нормированный поворот, раскачивание груза и просадку аутригера), что невозможно сделать, используя математическую модель [82], которая учитывает только незатухающие собственные колебания и вынужденные колебания от раскачивания груза.

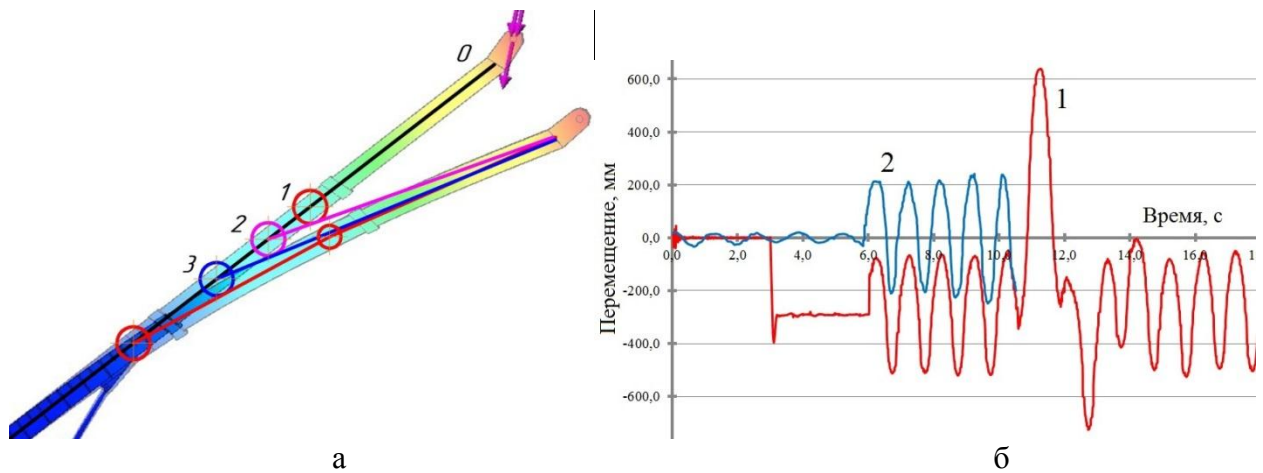


Рис. 2.62. Сравнение прогибов ТС, рассчитанных разными математическими моделями: а – сравнение вертикальных перемещений ТС с деформацией численной модели (0 – исходное положение оси ТС, 1 – разработанная математическая модель (п. 1.2.3), 2 – [115], 3 – [92]), б – сравнение горизонтальных перемещений оголовка верхней секции относительно средней секции (1 – разработанная математическая модель (п. 1.2.3), 2 – [82]).

## 2.4.2 Аналитическое моделирование напряжений элементов телескопической стрелы

Аналитическое определение напряжений элементов ТС осуществляется посредством математической модели п. 2.1.4. Рассматривается 4 режима нагружения ССК: установившийся подъем, нормированный поворот, просадка аутригера, внезапное снятие нагрузки. Для каждого режима были определены максимальные напряжения и реакции телескопических секций и ГЦТ.

Исходя из анализа результатов нагруженности ТС можно сделать вывод, что максимальные напряжения ТС от действия общего изгиба (внешней нагрузки) наблюдаются в сечениях: крепления шарнира ГЦ подъема стрелы к нижней секции, опорных элементов II средней секции и опорных элементов IV верхней секции, – в соотношении:  $\sigma_{\text{ШГЦ}} > \sigma_{\text{II}} > \sigma_{\text{IV}}$ . Но при учете местных нагрузок в областях давления от опорных элементов максимальная нагруженность ТС наблюдается в сечениях I и II (табл. 2.9). При подъеме, нормированном повороте и внезапном снятии нагрузки по величине максимальные напряжения в ТС распределяется в соотношении:  $\sigma_{\text{II}} > \sigma_{\text{I}} > \sigma_{\text{IV}} > \sigma_{\text{ШГЦ}} > \sigma_{\text{III}}$ , но при действии боковой инерционной нагрузки груза (образовавшейся в результате просадки аутригера) напряжения в сечении ШГЦ могут превышать напряжения в сечениях

ТС: III и IV. Также было подтверждено, что местные напряжения в несколько раз превышают напряжения, вызванные внешними силами (табл. 2.9 – 2.10). Определено, что при просадке максимальные напряжения ТС, обусловленные вертикальными нагрузками возрастают на 1,52 %, а напряжения от горизонтальных сил – на 762,14 % (табл. 2.10).

Таблица 2.9. Нагруженность сечений ТС при нормированном режиме поворота

Сечен	Действие вертикальных нагрузок, МПа			Действие горизонтальных нагрузок, МПа			Суммарное максимальн. напряжение (2.56)
	Эквивалентное напряжение (2.44)	Нормальное напряжение, обусловленное местными нагрузками	Нормальное напряжение, обусловленное внешними нагрузками	Эквивалентное напряжение (2.44)	Нормальное напряжение, обусловленное местными нагрузками	Нормальное напряжение, обусловленное внешними нагрузками	
I	380,93	380,79	0	31,99	31,83	0	382,27
II	523,15	446,49	200,84	43,84	37,33	16,79	524,99
III	153,27	153,08	0	12,99	12,80	0	153,82
IV	255,58	218,78	96,89	21,47	18,29	8,01	256,48
ШГЦ	241,36	0	240,34	46,67	0	45,67	245,71

Таблица 2.10. Нагруженность сечений ТС при просадке

Сечен	Действие вертикальных нагрузок, МПа			Действие горизонтальных нагрузок, МПа			Суммарное максимальн. напряжение (2.56)
	Эквивалентное напряжение (2.44)	Нормальное напряжение, обусловленное местными нагрузками	Нормальное напряжение, обусловленное внешними нагрузками	Эквивалентное напряжение (2.44)	Нормальное напряжение, обусловленное местными нагрузками	Нормальное напряжение, обусловленное внешними нагрузками	
I	386,80	386,51	0	275,24	275,08	0	474,73
II	531,11	453,19	203,85	377,96	322,54	145,08	651,87
III	155,95	155,38	0	110,79	110,58	0	191,30
IV	259,64	222,06	98,34	184,67	158,04	69,99	318,62
ШГЦ	244,98	0	243,95	397,73	0	394,62	467,13

Установлено, при подъеме и нормированном повороте реакции опор ТС по величине соотносятся следующим образом:  $R_{II} > R_I > R_{ШГЦ} > R_{IV} > R_{очн} > R_{III}$  (табл. 2.11). На основании полученных результатов можно заключить, что наиболее экстремальным режимом нагружения телескопического стрелового оборудования является «Внезапное снятие нагрузки».

Таблица 2.11. Максимальные реакции ТС

Режим нагружения	Численное моделирование, кН					Аналитическое моделирование, кН				
	$R_I$	$R_{II}$	$R_{III}$	$R_{IV}$	$R_{III}$ ГЦ	$R_I$	$R_{II}$	$R_{III}$	$R_{IV}$	$R_{III}$ Ц
Установившийся подъем груза	940	1050	370	530	568	985	1120	394	502	521
Просадка аутригера	960	1120	385	550	573	914	1240	370	578	597
	$R^I_I$	$R^I_{II}$	$R^I_{III}$	$R^I_{IV}$		$R^I_I$	$R^I_{II}$	$R^I_{III}$	$R^I_{IV}$	
Нормированный поворот	0	80	65	0		0	92	75	0	
Просадка аутригера	620	0-400	0-340	800		680	0-435	0-378	754	
	$R_A$	$R_B$	$R_C$	$R_D$		$R_A$	$R_B$	$R_C$	$R_D$	
Внезапное снятие нагрузки с ТС	1700	2000	680	980	101 5	1580	1890	754	915	1090

На основании сравнений амплитуд реакций опор и напряжений секций ТС и ГЦТ (табл. 2.9 – 2.13), полученных аналитическим и численным методом в результате серии расчетов при различных величинах просадки, нагрузки, массы груза, вылета и длины ТС, можно сделать вывод, что расхождение результатов двух способов составляет 4,02-13,33 % для реакций опор ТС, 0,29-13,9 % для реакций ГЦТ, 4,49-5,55 % для напряжений ТС, 4,97-6,67 % для напряжений ГЦТ.

Таблица 2.12. Максимальные напряжения нижнего ГЦТ

Режим нагружения	Численное моделирование	Аналитическое моделирование
Установившийся подъем груза	201,7 МПа	190,5 МПа
Нормированный поворот	204,48 МПа	195,3 МПа
Просадка аутригера	283,2 МПа	270,1 МПа
Внезапное снятие нагрузки с ТС	315,1 МПа	300,7 МПа

Таблица 2.13. Максимальные вертикальные реакции поршня нижнего ГЦТ

Режим нагружения	Численное моделирование				Аналитическое моделирование			
	$R_{Z1}$	$R_{Z2}$	$R_{Z3}$	$R_{Z4}$	$R_{Z1}$	$R_{Z2}$	$R_{Z3}$	$R_{Z4}$
Установившийся подъем груза	0	250	300	0	0	264	280	0
Просадка аутригера	0	277	342	0	0	295	325	0
Внезапное снятие нагрузки с ТС	460	0	0	380	432	0	0	402

Сравнение разработанной аналитической математической модели нагруженности ТС (п. 2.1.4) с наиболее близкими аналогичными моделями представлено на рисунке 2.63. На полученных графиках можно наблюдать, что напряжения, полученные предлагаемой математической моделью, увеличиваются при повороте и резко возрастают при просадке аутригера. В связи с тем, что в

работах [34, 78, 118] не учитываются горизонтальные внешние и местные нагрузки, в данных моделях максимальные напряжения ТС не увеличиваются при повороте и возрастают медленно при просадке аутригера.

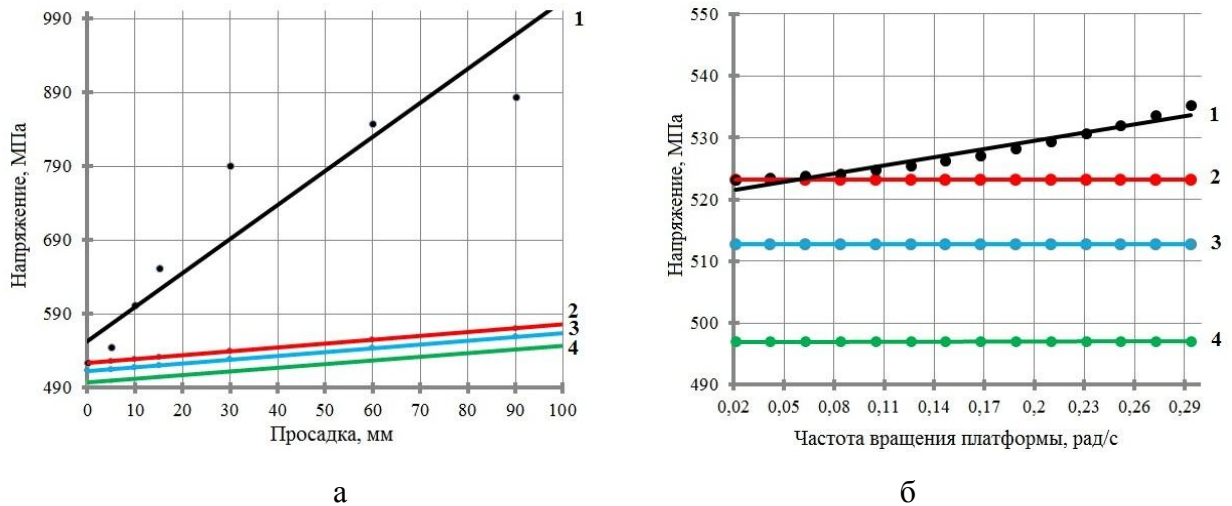


Рис. 2.63. Сравнение максимальных напряжений ТС, рассчитанных разными математическими моделями:

а – в зависимости от просадки аутригера, б – в зависимости от частоты вращения платформы, 1 – разработанная математическая модель (п. 1.2.4), 2 – [78], 3 – [34], 4 – [118]

## 2.5 Влияние межсекционных зазоров на нагруженность ТС

С целью определения влияния межсекционных зазоров на нагруженность ТС, выполняется решение уравнений (2.11, 2.12) и уравнений (2.59, 2.60). Принимается, от 0 до 5 мм задается конструктивный зазор между II опорой скольжения и секцией, от 5 до 10 мм задается величина износа II плиты скольжения.

Исходя из грузовысотных характеристик ССК «Сокол 80.01М», были выбраны четыре положения стрелового оборудования, описываемых длиной ТС и соответствующей массой груза: 1 – 25 м (25т), 2 – 20,3 м (25т), 3 – 15,2 м (38т), 4 – 11 м (80т). При определении горизонтальной жесткости ТС рассматриваются максимальные боковые нагрузки при нормированном повороте ССК, которые согласно [82] составляют 6% от веса груза. Результаты определения жесткости телескопического стрелового оборудования при наличии межсекционных зазоров,

выполняемого на примере железнодорожного ССК «Сокол 80.01М», представлены на рисунках 2.64, 2.65.

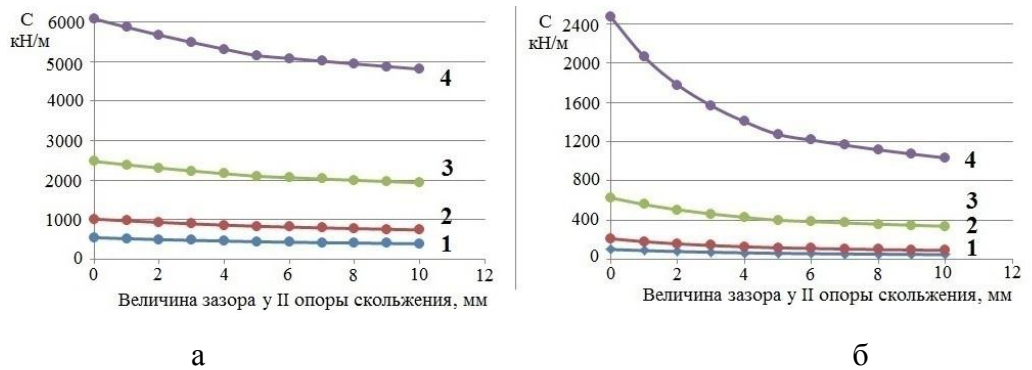


Рис. 2.64. Влияние всех межсекционных зазоров на жесткость ТС с учетом неравномерного износа опор скольжения:

а – вертикальная плоскость; б – горизонтальная плоскость;

длина ТС и масса груза: 1 – 25 м (25т), 2 – 20,3 м (25т), 3 – 15,2 м (38т), 4 – 11 м (80т)

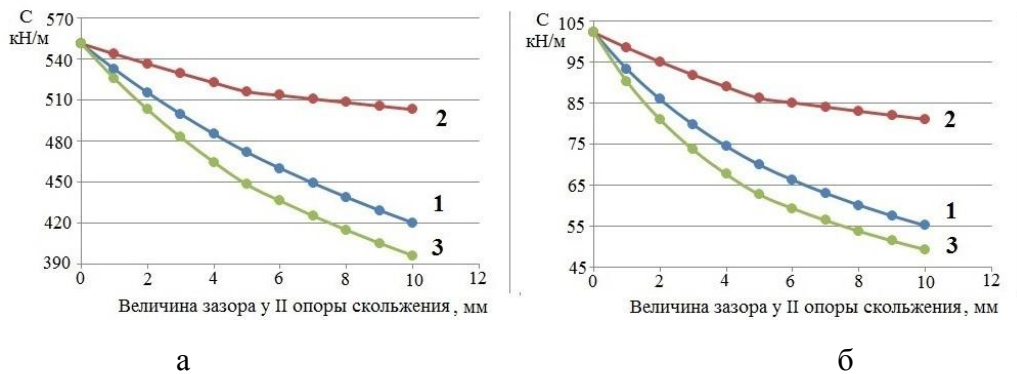


Рис. 2.65. Влияние межсекционных зазоров сочленений на жесткость ТС с учетом неравномерного износа опор скольжения (длина ТС – 25 м, масса груза – 25т):

а – вертикальная плоскость; б – горизонтальная плоскость;

1 – влияние зазоров 1-го сочленения ТС, 2 – влияние зазоров 2-го сочленения, 3 – влияние всех зазоров ТС

Тенденция влияния межсекционных зазоров сочленений на жесткость ТС (рис. 2.65), распространяется на 1, 2 и 4 выбранные положения; а также на 3-е, но уже не так значительно. Исходя из полученных результатов можно заключить, что из всех телескопических сочленений (и зазоров) наибольшее влияние на общую жесткость ТС оказывает жесткость (и зазоры) 1-го сочленения, что не

противоречит исследованиям [82], где установлено, что из всех сочленений ТС контактная жесткость 1-го сочленения оказывает наибольшее влияние на горизонтальное отклонение оголовка ТС.

В связи с тем, что жесткость последовательного соединения во многом определяется наименьшей жесткостью составляющего элемента [26, 85], можно заключить, что вертикальная и горизонтальная жесткость телескопического стрелового оборудования в 1-3 положениях в основном определяется средней секцией, в 4-м положении – жесткостью корневой секции (табл. 2.14, 2.15).

Таблица 2.14. Жесткости элементов стрелового оборудования в вертикальной плоскости, приведенные к оси подвеса груза

	ГЦ подъема	Корневая секция	Средняя секция	Верхняя секция	Опоры скольжения	1-й ГЦТ	2-й ГЦТ
25м (25т)	5500 кН/м	3000 кН/м	830 кН/м	1640 кН/м	248-1440 МН/м	34 кН/м	84 кН/м
20,3м (25т)	8200 кН/м	4560 кН/м	1270 кН/м	12900 кН/м	370-2190 МН/м	59 кН/м	137 кН/м
15,2м (38т)	15000 кН/м	8167 кН/м	3900 кН/м	895000 кН/м	308-3000 МН/м	108 кН/м	176 кН/м
11м (80т)	28500 кН/м	15688 кН/м	146000 кН/м	895000 кН/м	260-2860 МН/м	152 кН/м	176 кН/м

Таблица 2.15. Жесткости элементов стрелового оборудования в горизонтальной плоскости, приведенные к оси подвеса груза

	Корневая секция	Средняя секция	Верхняя секция	Опоры скольжения	1-й ГЦТ	2-й ГЦТ
25м (25т)	600 кН/м	180 кН/м	300 кН/м	248-1440 МН/м	2,8 кН/м	6,2 кН/м
20,3м (25т)	900 кН/м	270 кН/м	2300 кН/м	370-2190 МН/м	4,3 кН/м	17,2 кН/м
15,2м (38т)	1600 кН/м	830 кН/м	160000 кН/м	308-2960 МН/м	9,7 кН/м	77,2 кН/м
11м (80т)	3100 кН/м	31200 кН/м	160000 кН/м	260-2860 МН/м	66,8 кН/м	75,3 кН/м

Установлено, что ГЦТ снижают прогиб оголовка ТС на 5-22% в вертикальной плоскости и порядка 6-14% в горизонтальной (табл. 2.16). Так как при параллельном соединении суммарный коэффициент жесткости определяется наибольшим коэффициентом жесткости составляющих элементов [85], из двух



ГЦТ наибольшее влияние на жесткость телескопического стрелового оборудования оказывает 2-й (верхний) ГЦТ, (табл. 2.14, 2.15).

Таблица 2.16. Влияние ГЦТ на прогиб оголовка ТС

Плоскость		Положение стрелового оборудования			
		<b>25м (25т)</b>	<b>20,3м (25т)</b>	<b>15,2м (38т)</b>	<b>11м (80т)</b>
вертикальная (в направлении силы тяжести)	ТС+ГЦТ	440 мм	249 мм	152 мм	132 мм
	ТС	565 мм	308 мм	171 мм	139,2 мм
горизонтальная	ТС+ГЦТ	150,0 мм	64,2 мм	36,2 мм	19,4 мм
	ТС	160,0 мм	71,4 мм	42,0 мм	20,6 мм

В связи с тем, что перемещения оголовка ТС обратно пропорциональны жесткости стрелового оборудования, по полученным результатам, можно проследить влияние межсекционных зазоров на прогиб ТС. Ряд численных экспериментов нагруженности телескопического стрелового оборудования при износе вертикальных и горизонтальных опор скольжения подтвердили результаты математического моделирования, в части соответствия величин прогиба оголовка ТС.

Исходя из результатов (рис. 2.66, 2.67) определения коэффициента динамичности, учитывающего влияние межсекционных зазоров (2.59, 2.60) (скорость груза принята 1 м/с), можно сделать следующие выводы: коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, возрастает с увеличением вылета стрелового оборудования; из всех телескопических сочленений (и зазоров) наибольшее влияние на коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, оказывает жесткость (и зазоры) 1-го сочленения; коэффициент динамичности, вызванный наличием межсекционных зазоров, при равной скорости груза в плоскости подвеса и из плоскости подвеса, в горизонтальной плоскости ТС превышает коэффициент динамичности в вертикальной плоскости.

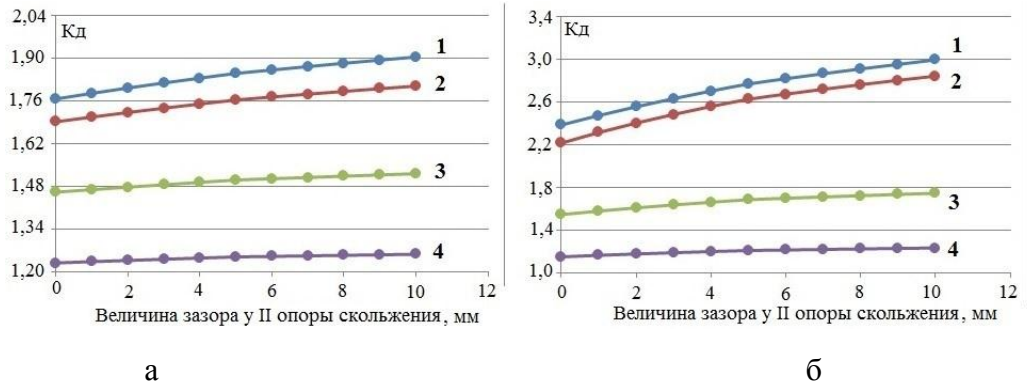


Рис. 2.66. Влияние всех межсекционных зазоров на коэффициент динамичности с учетом неравномерного износа опор скольжения:

а – вертикальная плоскость; б – горизонтальная плоскость; длина ТС и масса груза: 1 – 25 м (25т), 2 – 20,3 м (25т), 3 – 15,2 м (38т), 4 – 11 м (80т)

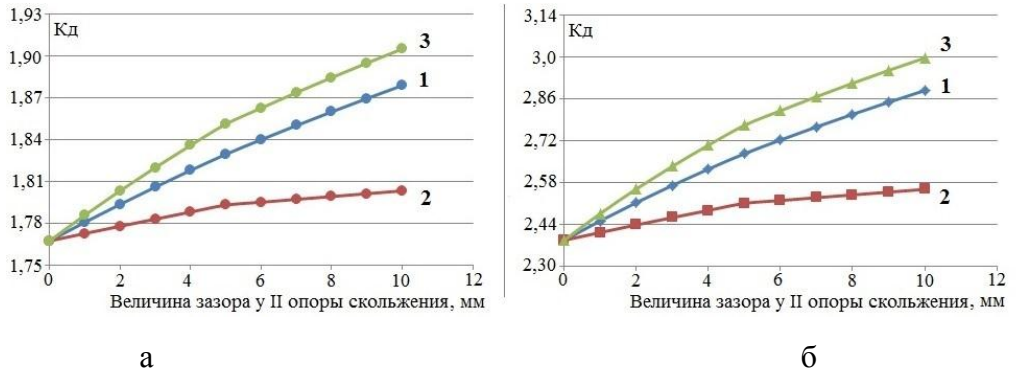


Рис. 2.67. Влияние межсекционных зазоров сочленений на коэффициент динамичности с учетом неравномерного износа опор скольжения (длина ТС – 25 м, масса груза – 25т):

а – вертикальная плоскость; б – горизонтальная плоскость; 1 – влияние зазоров 1-го сочленения ТС, 2 – влияние зазоров 2-го сочленения, 3 – влияние всех зазоров ТС

Разработанные аналитические математические модели жесткости ТС и коэффициента динамичности (2.11, 2.12, 2.59, 2.60), учитывающие податливость полиамидных элементов сопряжения между секциями, изгибную жесткость секций, жесткость ГЦТ и ГЦ подъема, позволяют установить влияние неравномерных вертикальных и горизонтальных межсекционных зазоров на нагруженность и общую жесткость ТС в условиях динамического режима нагружения.

## 2.6 Методика оценки динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов

Разработанная методика предполагает шесть этапов (таблица 2.17).

Таблица 2.17. Методика оценки динамической нагруженности элементов ТС

	Тип исследования		Результат
	I Аналитический	II Численный	
1	математические модели общей жесткости телескопического стрелового оборудования		Коэффициент жесткости
2	аналитическая математическая модель колебательного движения телескопического стрелового оборудования ( <b>собственные колебания</b> ), $q_{IC}$	численная математическая модель движения и нагружения телескопического стрелового оборудования ( <b>собственные колебания</b> ), $q_{IC}$	Перемещение, мм Угол отклонения, град
	Сравнение $q_{IC}$ и $q_{IC}$		
3		численная математическая модель движения и нагружения телескопического стрелового оборудования ( <b>вынужденные колебания</b> ), $q_{IV}$	Перемещение, мм Угол отклонения, град Энергия, Дж Скорость, м/с Ускорение, м/с <sup>2</sup> Реакции, кН
4		математические преобразования по определению внешних возмущающих нагрузок	Сила, кН Вращающий момент, Нм
5	аналитическая математическая модель колебательного движения телескопического стрелового оборудования ( <b>вынужденные колебания</b> ), $q_{IV}$		Перемещение, мм Угол отклонения, град
	Сравнение $q_{IV}$ и $q_{IV}$		
6	расчет согласно методике контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы, $\sigma_I$	расчет методом конечных элементов, $\sigma_{II}$	Напряжение, МПа
	Сравнение $\sigma_I$ и $\sigma_{II}$		

1. Расчет коэффициентов жесткости межсекционных упругих элементов ТС:  $c_1$ ,  $c_2$  – для аналитической математической модели колебательного движения; ФШ1, ФШ2 – для численной математической динамической модели ТС (пункт 2.1.2).

2.1. Составление аналитической математической модели колебательного движения телескопического стрелового оборудования (пункт 2.1.3).

2.2. Разработка численной динамической математической модели стрелового самоходного крана, идентичной реальному прототипу (пункт 2.1.5).

2.3. Сравнение перемещений (углов отклонений) ТС при совершении свободных колебаний, рассчитанных аналитическим и численным методом.

3. Проведение виртуального эксперимента динамического режима нагружения телескопического стрелового оборудования; получение временных зависимостей перемещений (углов отклонений), реакций, кинематических и динамических характеристик движения элементов ТС (пункт 2.2).

4. Математические преобразования результатов этапа 3 по определению внешних возмущающих нагрузок. При исследовании режима нагружения ТС в результате мгновенного снятия груза для определения внешних возмущающих нагрузок применяется «Методика исследования нагруженности телескопической стрелы в результате внезапного снятия нагрузки» (пункт 2.3). При исследовании режима нагружения ТС в процессе поворота для определения внешних возмущающих нагрузок применяются формулы и законы Классической механики (в частности, Второй закон Ньютона, Третий закон Ньютона, принцип Даламбера).

5. С учетом результатов этапа 4 (определенных внешних возмущающих нагрузок) производится расчет уравнений, описывающих движение шестимассовой и семимассовой динамических аналитических моделей стрелового оборудования (пункт 2.1.3, 2.4).

5.1. Сравнение перемещений (углов отклонений) ТС вынужденных колебаний, рассчитанных аналитическим и численным методом (пункт 2.4.1).

6.1. Определение максимальных напряжений ТС согласно разработанным аналитическим математическим моделям нагруженности телескопического стрелового оборудования (пункт 2.1.4) и методике контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы (пункт 4.2).

6.2. Определение напряженно-деформированного состояния ТС методом конечных элементов (пункт 2.2).

6.3. Сравнение максимальных напряжений ТС, рассчитанных аналитическим и численным методом (пункт 2.4.2).

Разработанная методика позволяет объединить разработанные математические модели и методики для оценки максимальной динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов. Максимальные напряжения ТС определяются совместным использованием аналитического и численного моделирования. При этом для повышения точности расчета нагруженности и для настройки численной и аналитических динамических моделей аналитическим и численным методом выполняется определение перемещений (углов поворота) телескопических секций.

В связи с тем, что законы статики представляют собой частный случай законов динамики, разработанную методику также представляется возможным применить для оценки максимальной нагруженности телескопической стрелы в статическом режиме нагружения.

### **Выводы по главе**

В результате проведенных теоретических исследований взаимодействия и нагружения элементов телескопического стрелового оборудования:

1. Разработаны аналитические модели движения системы «ТС – груз», позволяющие определить основные характеристики (амплитуды, период и частота колебаний, коэффициент диссипации) изменения параметров системы (угол отклонения средней секции; угол отклонения верхней секции; угол перекоса поршня штока нижнего ГЦТ, угол перекоса поршня штока верхнего ГЦТ) в вертикальной и горизонтальной плоскостях в режиме статического и динамического нагружения ССК при учете взаимодействия секций ТС, ГЦТ и ГЦ подъема, изгибной жесткости элементов ТС, а также при учёте вертикальных и горизонтальных межсекционных зазоров. Математическая модель системы «рабочее оборудование-груз» представлена как система двух динамических моделей, описывающих движение механической системы в двух взаимоперпендикулярных плоскостях, для каждой динамической модели

разрабатываются дифференциальные уравнения движения. Первая система уравнений описывает движение семимассовой динамической модели (включает элементы ТС и груз, учитывает нагрузки в вертикальной плоскости), а вторая описывает движения шестимассовой динамической модели (включает элементы ТС, учитывает нагрузки в вертикальной и горизонтальной плоскостях).

2. Разработаны аналитические математические модели нагруженности телескопического стрелового оборудования. Установленные зависимости напряжений (суммарных и эквивалентных) от колебательного процесса динамических моделей в вертикальной и горизонтальной плоскости позволяют определить максимальные напряжения в полках и стенках секций наиболее нагруженных сечений стрелового телескопического оборудования в функции от времени при учёте совместного действия внешних вертикальных и горизонтальных нагрузок, усилий от опорных элементов и боковых упоров, а также влияния ГЦТ. Разработаны аналитические модели максимальной нагруженности ГЦТ.

3. Разработана численная математическая модель движения и нагружения телескопического стрелового оборудования в вертикальной и горизонтальной плоскости, учитывающая взаимодействие телескопических секций, опорных элементов, ГЦТ, ГЦ подъема, а также влияние межсекционных зазоров. Адекватность модели определяется: подобием конструктивного устройства крана, точностью воспроизведения механического контактирования взаимодействующих элементов; воспроизведением изгибной жесткости ТС, ГЦТ, гибких элементов механизма подъема груза; сходимостью реакций опор натурального и численного крана; учетом реологических свойств опорной поверхности; имитированием ветрового воздействия на груз.

4. Разработаны аналитические математические модели жесткости ТС, позволяющие установить влияние межсекционных вертикальных и горизонтальных неравномерных зазоров, податливости полиамидных опорных элементов, изгибной жесткости секций, ГЦТ и ГЦ подъема-опускания стрелы на общую жесткость ТС и нагруженность стрелового оборудования. Установлено,

что из всех телескопических сочленений (и зазоров) наибольшее влияние на общую жесткость и нагруженность ТС оказывает жесткость (и зазоры) сочленения «корневая-средняя секция»; вертикальная и горизонтальная жесткость ТС при больших вылетах в основном определяется средней секцией, при малых вылетах – жесткостью корневой секции; ГЦТ снижают прогиб оголовка ТС на 5-22% в вертикальной плоскости и порядка 6-14% в горизонтальной; из двух ГЦТ наибольшее влияние на жесткость ТС оказывает верхний ГЦТ; коэффициент динамичности, вызванный межсекционными зазорами, возрастает с увеличением вылета стрелового оборудования и при равной скорости груза в плоскости подвеса и из плоскости подвеса, в горизонтальной плоскости ТС превышает коэффициент динамичности в вертикальной плоскости.

5. Разработана методика исследования нагруженности телескопической стрелы в результате внезапного снятия нагрузки, основанная на отслеживании переходов потенциальной и кинетической энергий движения стрелового оборудования.

6. Выполнено аналитическое и численное моделирование динамического нагружения ТС ССК, в результате которого для режимов: подъем груза, нормированный поворот, просадка аутригера и внезапное снятие нагрузки, – определены: максимальные напряжения ТС и ГЦТ, амплитуды колебаний ТС и ГЦТ, частоты колебаний ТС и ГЦТ, временная зависимость сил противодействия элементов телескопического стрелового оборудования (опора скольжения – полка ТС, полка ТС – ГЦТ, стенка секций – цапфы ГЦТ, поршень – гильза ГЦТ в горизонтальной и вертикальной плоскости), временные зависимости угловых перемещений штоков, поршней и гильз ГЦТ, значимость составляющих угловых перемещений гильзы ГЦТ. Определена значимость влияния на нагруженность телескопических секций вертикальных и горизонтальных внешних и местных нагрузок. Установлено, что максимальные напряжения ТС, вызванные горизонтальными силами, образуются в сечениях давления боковых упоров, где происходит суммирование деформаций от горизонтальных внешних нагрузок и местных сил, действующих со стороны боковых упоров. Определено, что

максимальные суммарные напряжения ТС от действия внешних и местных нагрузок при неподвижной стреле и нормированном повороте, в большей степени обусловлены вертикальными нагрузками; просадка аутригера ССК вызывает значительный рост горизонтальных нагрузок и незначительное возрастание вертикальных.

7. В результате численного моделирования внезапного снятия нагрузки со стрелового оборудования ССК определены кинематические и динамические характеристики движения оголовка ТС, установлено, что при данном виде нагружения наблюдается наличие ударных нагрузок и балансирование секций на плитах скольжения.

8. Разработана методика оценки динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов, объединяющая положения пунктов 1 – 5.



## **ГЛАВА 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НА НАТУРНОМ ОБЪЕКТЕ**

### **3.1 Цели и задачи экспериментальных исследований**

Экспериментальные исследования на натурном ССК проводятся с целью проверки и подтверждения разработанных теоретических математических аналитических и численных моделей движения и нагружения телескопического стрелового оборудования.

В задачи экспериментальных исследований входит:

1. Определение линейных перемещений и ускорений оголовка ТС натурного ССК в динамическом режиме нагружения;
2. Определение напряжений в элементах ТС натурного ССК в динамическом режиме нагружения;
3. Оценка разработанных математических аналитических и численных моделей движения и нагружения телескопического стрелового оборудования посредством сравнения эмпирических данных с результатами математических моделей.

### **3.2 Разработка прибора регистрации и online обработки данных**

Для регистрации линейных перемещений и ускорений оголовка ТС натурного ССК был разработан специальный портативных датчик, регистрирующий и обрабатывающий параметры движения стрелы в режиме online независимо от электрической сети. Датчик перемещений (рис. 3.1) состоит из:

- Микропроцессорной платформы Arduino Uno – простой для освоения платформы с открытым кодом на основе встроенного микроконтроллера и среды разработки с программным интерфейсом API для микроконтроллеров [16, 17, 54, 55, 64, 83]. Аппаратная платформа Arduino выбрана благодаря следующим достоинствам: низкая стоимость, кроссплатформенность, простая и удобная среда программирования, расширяемое открытое аппаратное обеспечение, расширяемое

программное обеспечение с открытым исходным кодом, позволяющим оперативно вносить изменения в свою структуру [16, 17, 54, 55, 64, 83].

- Модуля GY-9250 на микросхеме MPU-9250 – девятиосевого сенсора движения второго поколения компании Inven. Сенсор включает 3-х осевой гироскоп, 3-х осевой акселерометр и 3-х осевой магнитометр (магниторезистивный компас). В корпусе микросхемы MPU-9250 объединены два кристалла: на одном размещён трехосевой гироскоп и трехосевой сенсор, а на втором – трехосевой магнитометр AK8963. Данные с сенсоров оцифровываются 16-битными АЦП, обрабатываются с применением алгоритмов Motion Fusion сигнальным процессором DMP (Digital Motion Processor) и передаются внешнему микроконтроллеру по шине I2C/SPI.

- Micro SD card модуля, предназначенного для подключения MicroSD карты, на которую записываются регистрируемые и обработанные параметры. SD-карта взаимодействует с платформой Arduino по протоколу SPI; используются 6 контактов.

- Модуль часов реального времени на базе микросхемы DS1307. Модуль построен на микросхеме серии DS1307ZN, память устройства EEPROM имеет объём 32 Кбайт и связана с шиной I2C. Автономное питание устройства обеспечивается от батареи, установленной в модуль, при подключении внешнего источника питания происходит подзарядка встроенной батареи.

- Внешнего аккумулятора, соединенного с микроконтроллерной платформой Arduino через USB подключение и являющегося для датчика независимым источником тока, что позволяет не прокладывать электрические провода до оголовка ТС и избежать сложностей, возникающих при прокладке электропроводов по протяженному стреловому оборудованию.

- Защитного корпуса, составляющие части которого были изготовлены из пластика типа PLA на основе геометрической CAD-модели на 3D принтере методом послойного синтеза.

- Макетной платы (монтажной панели) с контактными гнездами, предназначенной для сборки без пайки и моделирования электронных устройств.

- Соединительных проводов.

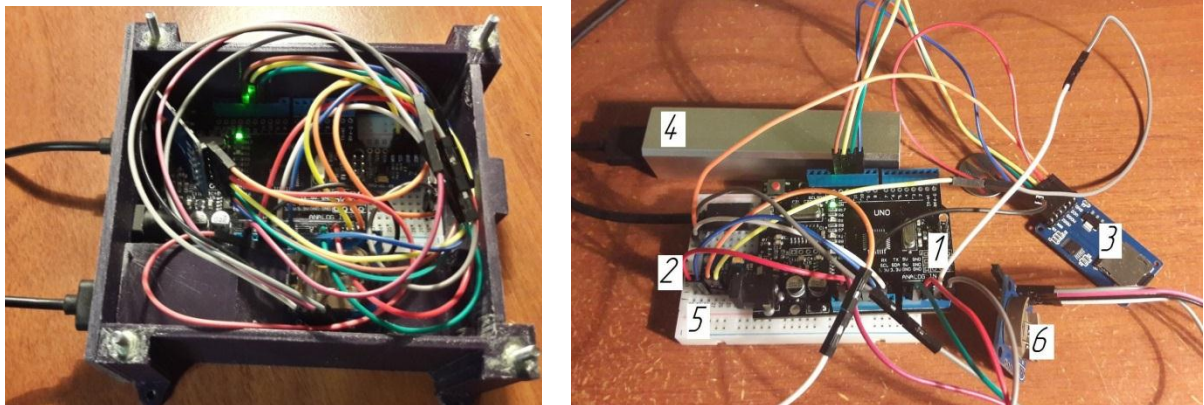


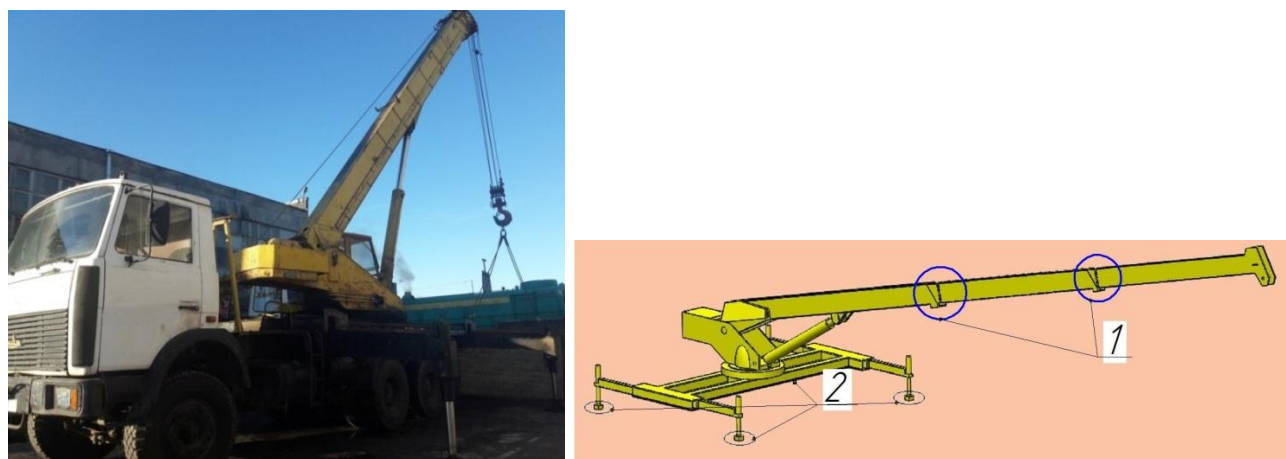
Рис. 3.1. Датчик перемещений:

1 – Микропроцессорная платформа Arduino Uno, 2 – Модуль GY-9250, 3 – Micro SD card модуль, 4 – Внешний аккумулятор, 5 – Макетная плата, 6 – Модуль часов реального времени.

Модуль GY-9250, Micro SD card модуль, внешний аккумулятор и модуль часов реального времени соединяются с микропроцессорной платформой Arduino Uno посредством проводов и макетной платы по схемам подключения, согласно [16, 17, 54, 55, 64, 83]. В специализированной интегрированной среде Arduino был создан программный код, осуществляющий процесс регистрации ускорения и угловой скорости оголовка ТС, определения угловых и линейных перемещений на основе зарегистрированных показаний модуля движения, с последующей записью зафиксированных и вычисленных параметров на MicroSD карту.

### 3.3 Объект и оборудование экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования проводились на территории ООО «Петросервис–СДМ» – сервисного центра по ремонту и обслуживанию подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин. В качестве объекта для экспериментальных исследований динамического нагружения телескопического стрелового оборудования ССК, сервисным центром был предоставлен грузоподъемный стреловой кран типа КС 45717 (рис. 3.2, а).



а

б

Рис. 3.2. Кран КС 45717:

а – натуральный кран; б – численная модель (1 – фиктивные шарниры; 2 – реализация просадки опоры)

При проведении экспериментальных исследований грузоподъемного крана использовалась следующая аппаратура и инструмент:

- Датчик перемещений (рис. 3.1), предназначенный для определения перемещений и ускорений оголовка ТС. Частота опроса: 2,65 Hz.

- МИС-026 Универсальный переносной многоканальный измерительно-вычислительный комплекс, предназначенный 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. 3.3). Комплекс МИС-026 представляет собой приборный корпус, в котором установлены: крейт для установки измерительных модулей, объединительная плата, крейт-контроллер, блок питания. На передней панели комплекса имеются 7 слотов для установки измерительных модулей и слот для установки модуля крейт-контроллера, который подключается к внешней ПЭВМ и управляет работой измерительных модулей. На задней панели комплекса расположены: разъем подключения к сети 220 В, клемма заземления, клавиша включения питания «Сеть», разъем служебного питания «Служ. Пит.». В

проводимом эксперименте комплекс применяется для косвенного измерения механических напряжений элементов конструкций на основании показаний тензорезисторов. Частота опроса тензодатчика: 100,00 Hz.

- Ноутбук с программным обеспечением для записи и обработки данных, считанных комплексом МИС-026.

- Тензорезисторы типа 2ПКБ-20-200В ТУ 25-06-1382-78, предназначенные для измерения упругих деформаций машин и конструкций (рис. 3.4). Являются проволочными одноэлементными тензорезисторами общего назначения, с прямоугольной решеткой из константановой проволоки. Материал подложки – папиросная бумага; в качестве связующего при монтаже рекомендованы клеи - 192-Т, циакрин, карбинольный или целлулоидный. Номинальная база тензорезистора – 20 мм, номинальное сопротивление – 200 Ом, группа показателей – В. Перед экспериментом в соответствии с [102] было выполнено тарирование, калибровка тензодатчиков. Тензорезисторы подключены по схеме измерительного полумоста (с термокомпенсатором). При данной схеме исключаются температурные погрешности от нагрева конструкции и соединительных проводов [102].

- Набор струн (струны калибра .020 из стали без обмотки, диаметр – 0,51 мм) (рис. 3.3).



а



б

Рис. 3.3. Оборудование:

а – Комплекс МИС-026; б – Струна



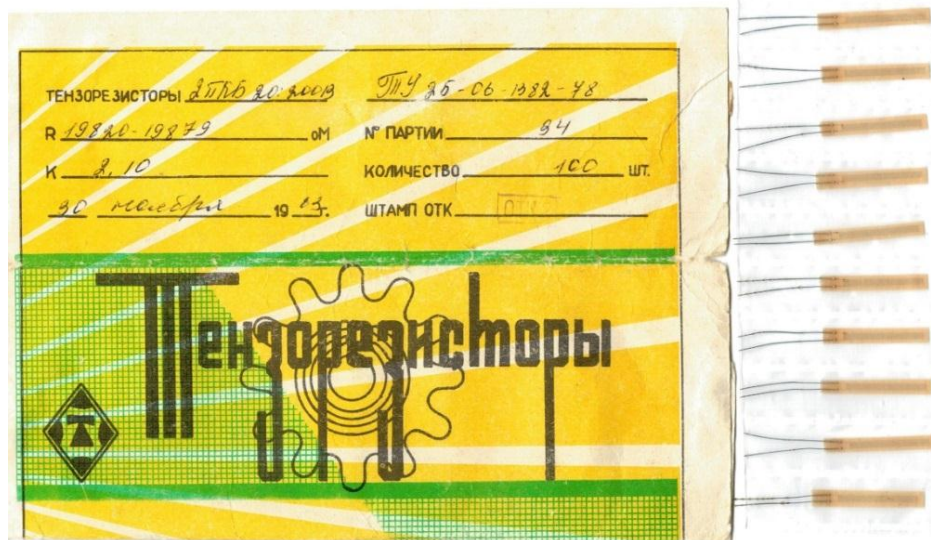


Рис. 3.4. Тензорезисторы

До экспериментальных исследований было выполнено крепление датчика перемещений на верхней полке верхней секции ТС у оголовка, установка двух тензорезисторов на верхней полке корневой секции стрелы, в сечении расположения задних накладок (опор скольжения) средней секции (рис. 3.5).

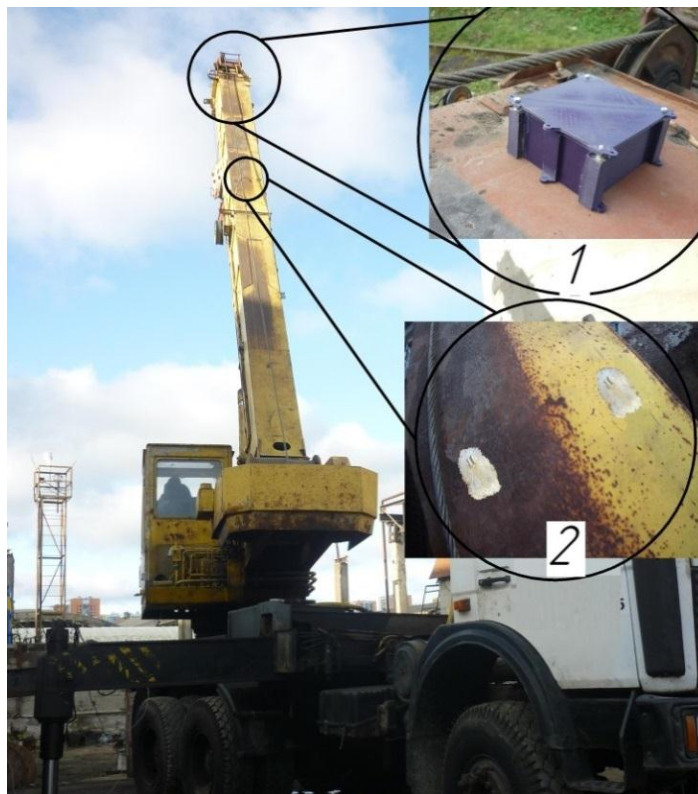


Рис. 3.5. Установка датчиков:

1 – датчик перемещений, 2 – тензорезисторы

### 3.4 Проведение экспериментальных исследований внезапного снятия нагрузки

При эксперименте длина ТС составляет 15 м, высота оголовка над уровнем земли – 1,85 м. На первом этапе производится штатный подъем стрелы до 2,15 м. На втором этапе выполняется крепление струны «проушина оголовка - груз» (рис. 3.6, а), после чего производится подъем ТС до высоты оголовка в 2,15 м. При подъеме происходит натяжение струны, от чего ТС нагружается силой натяжения; в результате разрыва струны ТС совершает заброс вверх с последующими затухающими колебаниями. Момент разрыва струны (табл. 3.2; 39,5 сек), предшествующий забросу, соответствует достижению временному сопротивлению разрыву струны, что аналогично нагрузке ТС грузом, масса которого, примерно, составляет 200 кг (величина нагрузки определена по [28]).



а



б

Рис. 3.6. Проведение экспериментальных исследований:

а – крепление струны; б – контрольный груз

### 3.5 Проведение экспериментальных исследований динамики рабочего процесса

Эксперимент проводится при длине ТС в 15 м, масса контрольного груза составляет 1,75 тонн (рис. 3.6, б), величина расстояния от оголовка ТС крана до верхней плоскости груза на протяжении эксперимента находится в диапазоне: от 2600 до 4900 мм. На первом этапе высота оголовка над уровнем земли  $\approx 3100$  мм, ТС с грузом находятся в статическом положении. Затем производится подъем стрелы до  $\approx 5400$  мм, параллельно увеличивается длина каната от оголовка до груза, обеспечивая постоянство расстояния груза над опорной поверхностью. На третьем этапе осуществляется вращения поворотной платформы – четыре поворота ТС в азимуте (круговой сектор  $\pm 5^\circ$  от первоначальной оси), на этом этапе можно наблюдать отклонение груза от оси (рис. 3.7, б). Далее стреловое оборудование останавливается. На пятом этапе выполняется опускание ТС с параллельным подъемом груза на канате, скорость опускания ТС превышает скорость опускания груза, производится опускание груза на опорную поверхность. Затем осуществляется опускание ТС без груза, короткая остановка. На завершающем этапе выполняется небольшой подъем стрелового оборудования и окончательная остановка (табл. 3.1).



а



б

Рис. 3.7. Проведение экспериментальных исследований:

а – груз в плоскости подвеса ТС; б – отклонение груза при повороте ТС



Таблица 3.1. Этапы воспроизведения рабочего процесса

Время, сек	Этап
2170-2184	ТС с грузом в статическом режиме нагружения
2184-2192	Подъем ТС с грузом
2192-2260	Повороты ТС (круговой сектор в азимуте) (количество поворотов относительно первоначальной оси – 4).
2260-2274	Остановка ТС
2274-2287	Опускание ТС с параллельным подъемом груза на канате. Соприкосновение груза с опорной поверхностью.
2287-2292	Опускание ТС без груза. Остановка ТС
2292-2340	Подъем ТС без груза. Остановка ТС

### 3.6 Обработка результатов натурных экспериментальных исследований

Эксперимент внезапного снятия нагрузки и воспроизведения рабочего процесса ССК повторяется пять раз ( $n=5$ ), в результате чего для каждого параметра (перемещение, ускорение, напряжение) получены 5 временных графиков значений; после чего результаты измерений, соответствующие друг другу по времени, обрабатываются в соответствии с [9, 37, 42, 43, 52, 94, 100]:

1. Вычисляется среднее значение из  $n$  измерений:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3.1)$$

2. Определяется вероятнейшая погрешность отдельного измерения:

$$\bar{x} - x_i, \quad (3.2)$$

3. Вычисляются квадраты погрешностей отдельных измерений:

$$(\bar{x} - x_i)^2, \quad (3.3)$$

4. Определяется среднеквадратичная ошибка среднего арифметического:

$$S = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}, \quad (3.4)$$

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

6. Для заданной надежности ( $P=0,95$ ) и числа проведенных измерений ( $n=5$ ) вычисляется коэффициент Стьюдента  $t_{\alpha,n} = 2,776$ .

7. Находится доверительный интервал (погрешность измерения):

$$\Delta x = t_{\alpha,n} \cdot S, \quad (3.5)$$

8. Пренебрегаем погрешностью прибора, так как она значительно меньше, чем  $\Delta x$ .

9. Оценивается относительная погрешность результата измерений:

$$\delta = \frac{\Delta x}{\bar{x}} 100\%, \quad (3.6)$$

10. Записывается доверительный интервал для истинного значения измеряемой величины:

$$X = \bar{x} \pm \Delta x, \quad (3.7)$$

В результате исследований (3.1-3.7) определяется средняя величина из пяти замеров для каждого значения временного графика параметра ТС (перемещение, ускорение, напряжение).

Важной задачей в радиотехнике и электронике является устранение шумов – высокочастотных случайных составляющих в сигнале. Удаление случайных составляющих из сигнала с помощью вычисления регрессии не всегда может быть эффективным по той причине, что регрессия – это очень грубый вычислительный инструмент, применение которого может уничтожить информативную составляющую в сигнале, особенно если он сложен или быстро изменяется. Другим немаловажным фактором является то, что определение регрессии – это достаточно сложная вычислительная задача, особенно при большом объеме эмпирических данных. По изложенным выше причинам для сглаживания сигнала на практике часто применяются не регрессивные методы, а более мягкие и простые алгоритмы фильтрации [36].

В связи с этим, в системе компьютерной алгебры Mathcad была выполнена фильтрация полученных графиков перемещений и ускорений оголовка ТС (рис. 3.8 – 3.9, пунктирной линией обозначены эмпирические данные без обрыва струны, сплошной линией – эмпирические данные с обрывом струны; рис. 3.10 – 3.12, пунктирной линией обозначены эмпирические данные, высчитанные датчиком перемещений, сплошной линией – сглаживание эмпирических данных).

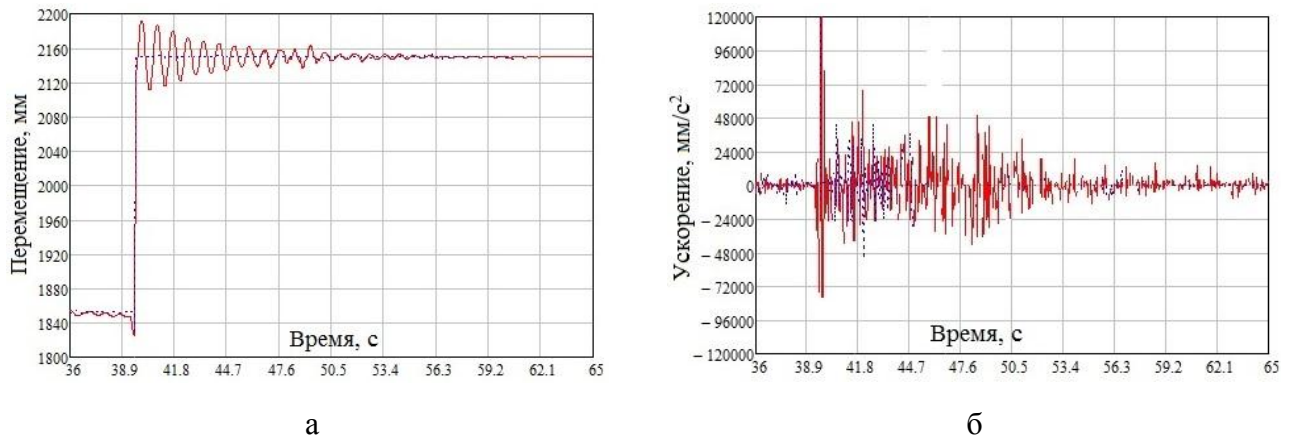


Рис. 3.8. Результаты экспериментального исследования внезапного снятия нагрузки:  
 а – перемещения оголовка ТС (с фильтром); б – ускорение оголовка ТС (с фильтром);

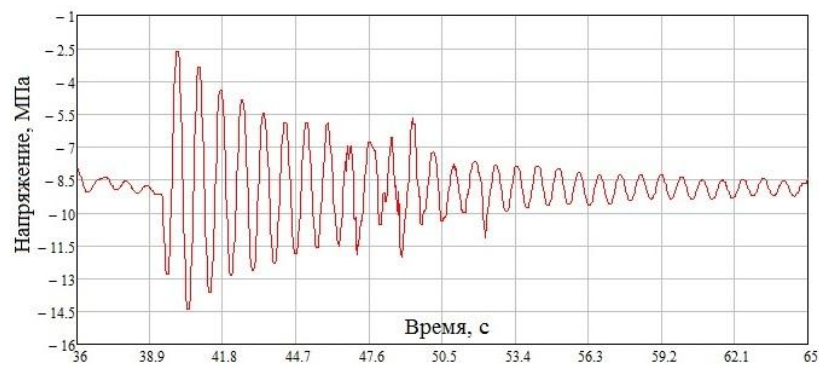


Рис. 3.9. Напряжения ТС при обрыве струны

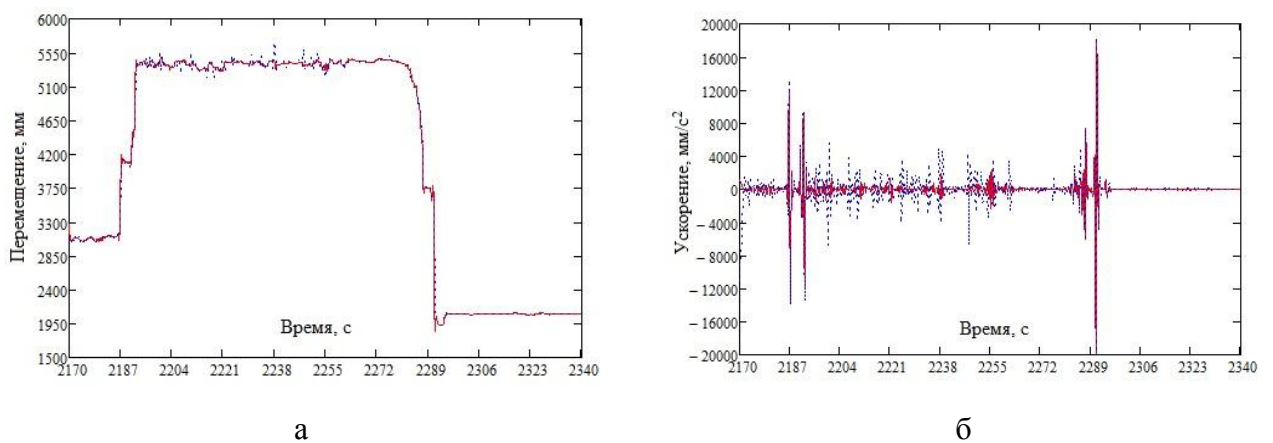


Рис. 3.10. Результаты экспериментального исследования динамики рабочего процесса  
 (вертикальная плоскость):  
 а – перемещения оголовка ТС; б – ускорение оголовка ТС

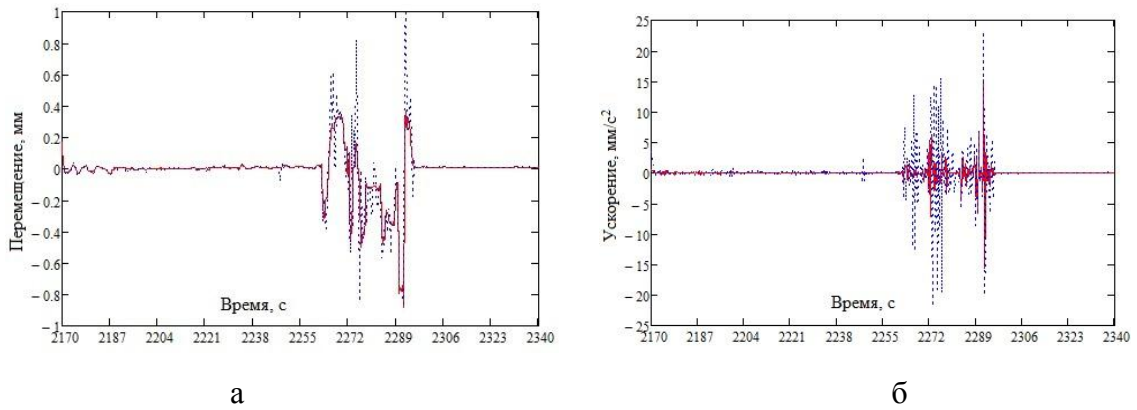


Рис. 3.11. Результаты экспериментального исследования динамики рабочего процесса (поперечная плоскость):

а – перемещения оголовка ТС; б – ускорение оголовка ТС

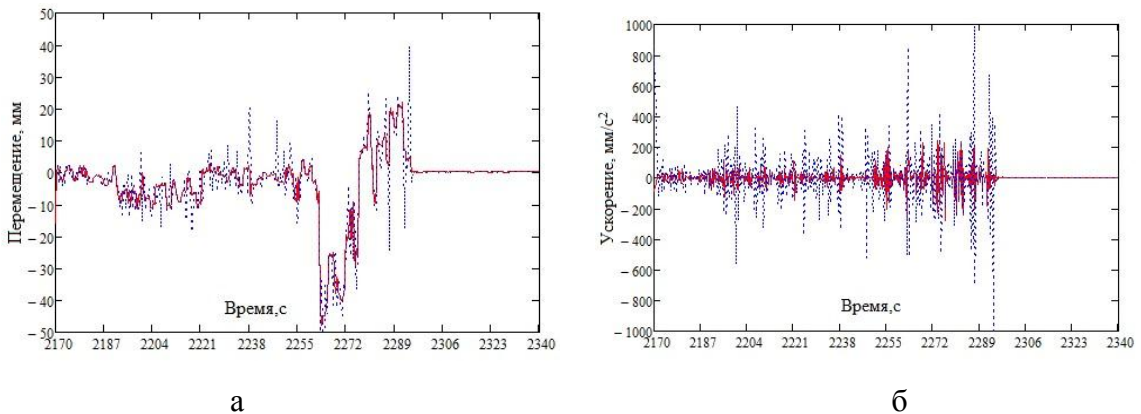


Рис. 3.12. Результаты экспериментального исследования динамики рабочего процесса (продольная/горизонтальная плоскость):

а – перемещения оголовка ТС; б – ускорение оголовка ТС

В Mathcad имеются три встроенные функции [36], позволяющие произвести сглаживание некоторой выборки данных:

- `medsmooth (y,n)` – сглаживание алгоритмом «бегущих медиан» (running medians), где  $y$  – вектор значений сигнала,  $n$  – параметр, определяющий количество окон сглаживания, на которое будет разбит интервал при обработке данных; обязательным условием применения функции является равномерное распределение эмпирических данных на промежутке;

- `ksmooth (x,y,b)` – сглаживание на основании алгоритма Гаусса, где  $x$  и  $y$  – векторы данных,  $b$  – ширина окна сглаживания (величина этого параметра должна

равняться общей величине нескольких промежутков, разделяющих в данной выборке соседние точки); вычисляет локально взвешенные средние значения исходного вектора  $y$ ; особенно полезна данная функция при равномерных интервалах между эмпирическими точками;

-  $\text{supsmooth}(x,y)$  – фильтрация с помощью адаптивного алгоритма, в основе которого лежит метод наименьших квадратов, где  $x$  и  $y$  – векторы данных; алгоритм сглаживания основан на анализе взаимного расположения рассматриваемой точки и ближайших к ней (их количество зависит от особенностей поведения графика зависимости);  $\text{supsmooth}$  адаптивно выбирает различную ширину полосы сглаживания для различных частей данных, поэтому данная функция особенно полезна, если длина между интервалами существенно изменяется.

Так как из всех встроенных функций сглаживания Mathcad,  $\text{medsmooth}$  является наиболее надежной [36], данная функция была выбрана для фильтрации эмпирических данных. Обязательное условие ее применения – равномерное распределение эмпирических точек на промежутке, соблюдается.

В результате анализа полученных данных эксперимента внезапного снятия нагрузки со стрелы можно заключить, что величина напряжений ТС в местах расположения тензорезисторов до нагружения (высота оголовка 1,85 м) достигала -8,75 МПа, до обрыва струны напряжения составляли -12,875 МПа, максимальные напряжения после внезапного снятия нагрузки составили -2,385 МПа (первый заброс ТС вверх) и -14,53 МПа (первый заброс вниз). Напряжения после затухания колебаний и подъема ТС (высота 2,15 м) незначительно уменьшились по сравнению с первоначальным положением до -8,74 МПа.

Амплитуда колебаний оголовка ТС при обрыве струны превышает колебания конструкции при штатном подъеме и остановке, из чего следует, что колебания, наблюдаемые при обрыве струны, вызваны не торможением стрелового оборудования, а внезапным снятием нагрузки. Заброс ТС, вызванный высвобождением энергии упругой деформации конструкции, сопровождается резким увеличением ускорения.

В результате анализа полученных данных можно заключить, что в процессе вращения поворотной платформы происходит заброс груза из плоскости подвеса, наблюдаются горизонтальные колебания оголовка ТС. Наибольшие горизонтальные отклонения оголовка, а также скручивание ТС в поперечной плоскости образуются после остановки вращения поворотной платформы, когда на остановившуюся ТС действуют неустановившиеся колебания груза.

### 3.7 Сопоставление данных натурального эксперимента с данными математического эксперимента

С целью верификации разработанных теоретических математических моделей результатами натурального эксперимента проводится математическое моделирование внезапного снятия нагрузки с ТС и рабочего процесса грузоподъемного стрелового крана типа КС 45717. Для этого осуществляется настройка разработанных аналитических моделей (п. 2.1.3; п. 2.1.4.) под параметры крана КС 45717 и создание компьютерной динамической 3D модели КС 45717 в соответствии с п. 2.1.5 (рис. 3.2, б).

Математическое моделирование движений элементов телескопического стрелового оборудования осуществляется посредством аналитической модели п. 2.1.3 и численной модели п. 2.1.5. Математическое определение напряжений элементов ТС осуществляется посредством аналитической модели п. 2.1.4. После проведения математических экспериментов результаты моделирования сравниваются с данными, полученными эмпирическим методом (рис. 3.13 – 3.15).

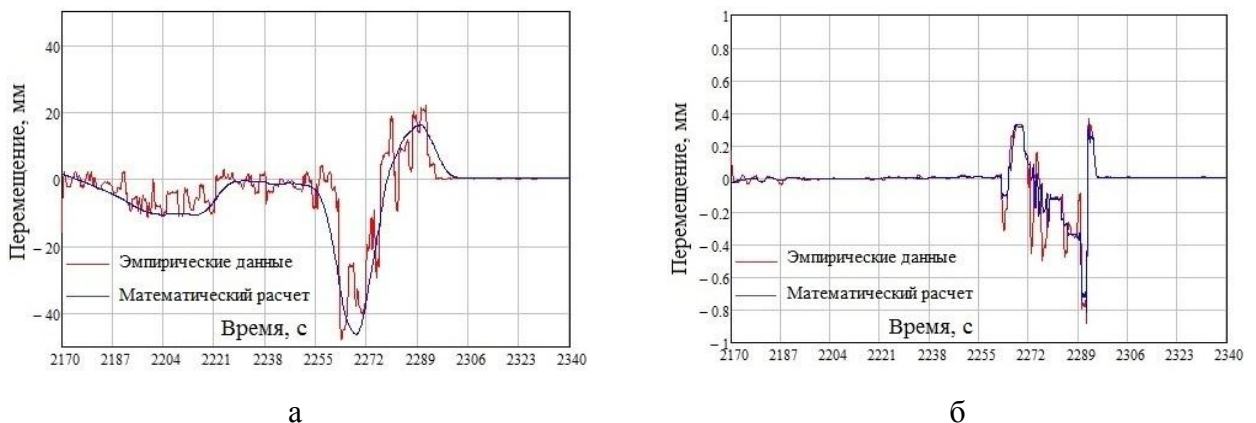


Рис. 3.13. Колебания оголовка ТС при рабочем процессе:  
а – горизонтальная плоскость; б – поперечная плоскость

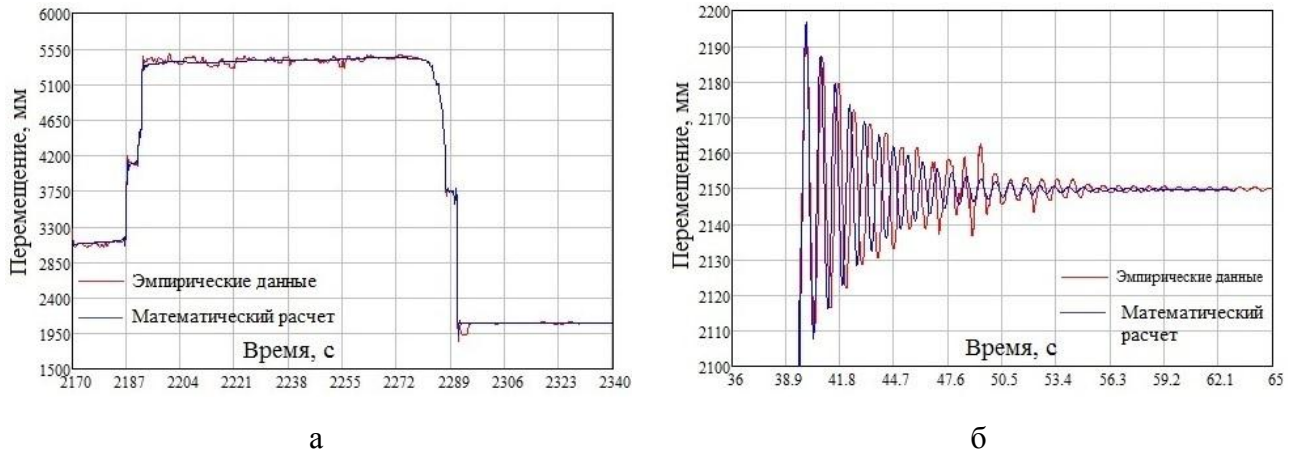


Рис. 3.14. Колебания оголовка ТС:

а – при рабочем процессе в вертикальной плоскости; б – колебания оголовка ТС при внезапном снятии нагрузки в вертикальной плоскости

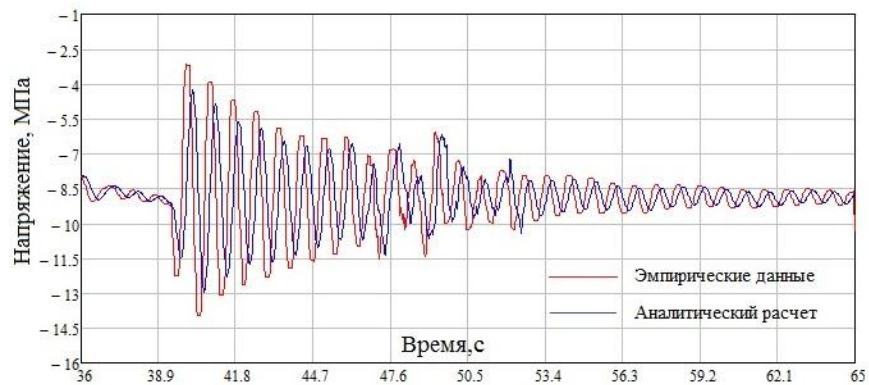


Рис. 3.15. Напряжения ТС при внезапном снятии нагрузки

В результате анализа сравнения данных (перемещения, ускорение, напряжение), полученных математическим и эмпирическим способом, можно заключить, что сходимость результатов двух методов составляет 90%.

### **Выводы по главе**

1. На натурном ССК, оснащенном телескопическим стреловым оборудованием, проведены экспериментальные исследования по внезапному снятию нагрузки и воспроизведению динамики рабочего процесса. В результате исследований получены: временные графики перемещений и ускорений оголовка ТС, напряжения в функции времени двух областей на верхней полке корневой секции стрелы (в сечении расположения опор скольжения). Для эмпирических данных, полученных в результате серии повторений экспериментов, были определены средние значения, с целью устранения «шумов» сигналов выполнено аппроксимация средних величин динамических параметров алгоритмом «бегущих медиан» (running medians). В результате анализа полученных экспериментальных данных можно заключить, что при внезапном снятии нагрузки резко возрастает величина напряжений ТС, заброс ТС сопровождается резким увеличением ускорения; в процессе вращения поворотной платформы, в результате гибкости каната и действия инерционных сил, происходит заброс груза из плоскости подвеса, наблюдаются горизонтальные колебания оголовка ТС. Наибольшие горизонтальные отклонения оголовка и скручивание ТС в поперечной плоскости образуются после остановки вращения поворотной платформы, когда на остановившуюся ТС действуют неустановившиеся колебания груза.

2. Для верификации разработанных теоретических математических моделей результатами натурального эксперимента, проведено математическое моделирование внезапного снятия нагрузки с ТС и рабочего процесса ССК, выбранного для натурального эксперимента. Для этого выполнена настройка разработанных аналитических моделей (п. 2.1.3; п. 2.1.4.) и создание численной динамической модели (п. 2.1.5) под параметры выбранного типа ССК.

3. Сходимость данных (перемещение, ускорение, напряжение), полученных математическим и эмпирическим способом, составляет 90 %, исходя из чего, можно сделать вывод об удовлетворительной степени достоверности разработанных математических моделей в рамках поставленных задач в данном исследовании.



## **ГЛАВА 4 ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ БЕЗОПАСНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МОБИЛЬНЫХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ СРЕДСТВ**

### **4.1 Усовершенствование системы безопасности грузоподъемных кранов**

Учитывая скоротечный характер переходных процессов нагружения ССК, а также концентрацию внимания оператора на перемещаемом объекте, целесообразно возложить задачу обеспечения безопасной эксплуатации ССК на бортовое автоматическое устройство. Задача подобного устройства должна состоять во включении без участия оператора своевременной автоматической блокировке всех рабочих функций оборудования и предупредительных сигналов; активизировании средств, действие которых направлено на предотвращение аварии и др. В связи с этим данной диссертации предлагается усовершенствование системы безопасности грузоподъемных кранов, оборудованных ТС:

- Включение в систему безопасности ССК разработанных математических моделей общей жесткости телескопического стрелового оборудования, позволяющих установить влияние межсекционных вертикальных и горизонтальных зазоров, податливости опорных элементов, изгибной жесткости секций, ГЦТ и ГЦ подъема стрелы на общую жесткость и нагруженность ТС (п. 2.1.2 и п. 2.1.4.4). В таком случае предельно допустимые параметры, характеризующие нагрузку ССК, можно представить коэффициентом жесткости и динамичности.

- Применение разработанной методики исследования предельного состояния нагруженности ТС в результате внезапного снятия нагрузки, основанной на отслеживании преобразований энергий движения стрелового оборудования (п. 2.3), разработанных аналитической и численной математических моделей движения и нагружения (п. 2.1.3, 2.1.5) для установления и уточнения параметров, характеризующих критическое состояние телескопического стрелового оборудования, которые представляется возможным включить в модель представления знаний приборов безопасности ССК.

- Формирование интеллектуальной системы принятия решения в контуре обратной связи автоматизированной системы управления, оснащенной программным обеспечением, реализующим виртуальную модель ССК (п. 2.1.5) и/или аналитическую модель телескопического стрелового оборудования (п. 2.1.3).

- Включение в систему безопасности ССК разработанной методики контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы.

#### **4.2 Методика контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы**

Повысить степень надежности ТС и уровень безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, оборудованных телескопическим стреловым оборудованием позволяет заблаговременное определение и предотвращение критического состояния ТС. Критическим состоянием механической системы является выход системы из устойчивого состояния равновесия [61]. Нарушение равновесного состояния ТС может быть вызвано: потерей общей устойчивости ТС, потерей местной устойчивости стенок и полок.

Потеря общей устойчивости ТС может быть вызвана, например, деформацией ГЦ подъема, однако нагружение ГЦ широко изучено. Также потеря общей устойчивости ТС может быть вызвана значительной опрокидывающей нагрузкой со стороны груза и неверным соотношением характеристик ТС (масса, длина, вылет, жесткость секций; моменты инерций секции и сечений ТС) при некотором вылете. Обозначенная проблема тесно связана с устойчивостью ССК, изучению которой был посвящен ряд работ. Но все существующие исследования рассматривают ограниченное количество характеристик ТС.

Местная устойчивость телескопического стрелового оборудования определяется НДС наиболее нагруженных участков ТС [78]. Нагруженность ТС в сечениях опорных элементов рассматривалась в ряде исследований [4, 11, 12, 34, 77, 78, 79, 109, 118, 120], но во всех существующих работах исследуется напряженность полок и стенок ТС, вызванная действием только вертикальных нагрузок в статическом режиме.

С целью идентификации (установления и предотвращения) критического состояния ТС была разработана «методика контроля общей и местной устойчивости ТС» (рис. 4.1), которая при включении в систему безопасности крана, позволит повысить уровень безопасной эксплуатации стреловых грузоподъемных кранов, оборудованных ТС.

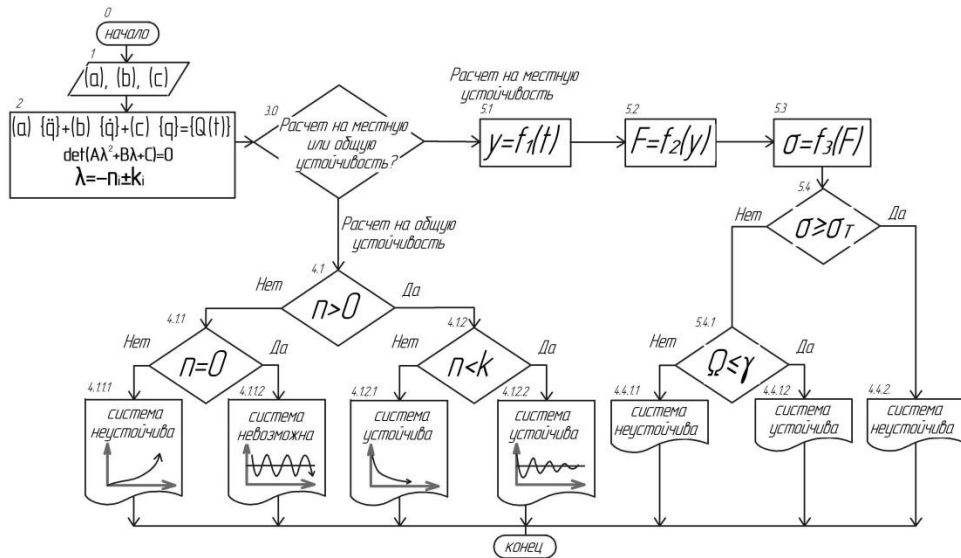


Рис. 4.1. Схема методики контроля общей и местной устойчивости ТС

Методика контроля общей и местной устойчивости ТС заключается в следующем. На первом этапе посредством введения входных параметров формируются матрицы жесткости, инерции и диссипации системы, учитывающие характеристики ТС (масса, жесткости, длины, вылеты, моменты инерций секций и ГЦТ; масса груза и ГЦТ; жесткости каната и ГЦТ). Далее возможны два варианта оценки: на местную и общую устойчивость.

#### *Оценка общей устойчивости ТС*

При отсутствии возмущающего воздействия (инерционные нагрузки ТС и груза в периоды неустановившегося движения; нагрузки, обусловленные просадкой и внезапным снятием нагрузки) на основе первого блока на втором этапе составляется и затем решается система линейных однородных дифференциальных уравнений, описывающая свободные колебания динамической шестимассовой и семимассовой модели в вертикальной и

горизонтальной плоскостях (рис. 4.1; п. 2.1.3 главы 2). Корнями определителя системы являются комплексные и попарно сопряженные величины вида:

$$\lambda_i = -n_i \pm ik_i \quad (4.1).$$

При  $n < 0$  система будет неустойчива (возрастающий характер графика изменения обобщенных координат). В условиях существования сил тяжести и сопротивлений, отсутствия возмущающего воздействия, периодическое движение реальной механической системы (при  $n=0$ ) невозможно, поэтому данное решение уравнения указывает на неверное соотношение вводимых входных параметров.

Корни вида  $n \geq k$  ( $k_0$ ) характеризуют монотонное затухающее движение и сохранение устойчивого состояния равновесия механической системы. Коэффициент демпфирования в диапазоне:  $0 < n < k$  ( $k_0$ ) соответствует состоянию устойчивости системы и совершению ею собственных затухающих колебаний.

Вышеуказанная методика применима только к системе, движение которой характеризуется свободными колебаниями. В связи с этим, при оценке устойчивого состояния по корням характеристического уравнения ТС, испытывающей возмущающее воздействие, вынужденное движение механической системы с допуском допущением сводится к свободному. Перевод из одного типа движения в другой возможно осуществить, например, преобразованием нагрузки в дополнительную массу груза или секции. Реализация данной операции при включении алгоритма в систему безопасности ССК может заключаться в переводе микроконтроллером значений датчика нагрузки.

#### *Оценка местной устойчивости ТС*

При данном этапе оценки предполагается, что на оголовке ТС закреплен датчик перемещений, соединенный с системой безопасности ССК. Перемещения оголовка в вертикальной и горизонтальной плоскостях (считанные датчиком при эксплуатации ССК или полученные в результате решения дифференциальных уравнений) разделяются на три этапа, соответствующие трём расчетным положениям ТС (рис. 4.1, блок 5.1).

Далее осуществляется аналитическое определение динамического нагружения ТС (п. 2.1.4 главы 2). Для этого сначала устанавливается зависимость

возмущающей нагрузки от перемещений – блок 5.2 (рис. 4.1, пункт 2.1.4.3 главы 2). С целью обеспечения точности расчета система должна учитывать влияние пространственного отклонения элементов ТС, вызванное межсекционными зазорами, остаточной деформацией (изгибом) секций и начальным искривлением секций. Влияние обозначенных факторов можно учесть, например, вычитанием от действительного (текущего) прогиба данного отклонения при определении в статическом нагружении; введением коэффициента динамичности при динамическом нагружении.

Затем для каждого расчетного положения определяются суммарные напряжения наиболее нагруженных полок и стенок (2.56) в функции возмущающей нагрузки (рис. 4.1, блок 5.3, (2.57)). В связи с тем, что напряжения наиболее нагруженных узлов ТС определяются в зависимости от возмущающей нагрузки, возмущающая нагрузка – от перемещений, а перемещения – от времени, получаем максимальные напряжения ТС в функции времени. При определении напряженного состояния учитывается совместное действие внешних горизонтальных и вертикальных нагрузок, а также местных нагрузок от опорных элементов и боковых упоров.

Потеря местной устойчивости поясов и стоек происходит вследствие развития пластических деформаций, образующихся при достижении напряжений предела текучести, и в результате потери устойчивого равновесия участков на стадии упругой деформации [78]. В связи с этим, для проверки элементов секций ТС на образование пластических деформаций высчитанные максимальные напряжения поясов и стоек сравниваются с пределом текучести (рис. 4.1, блок 5.4). Далее производится проверка полок и стенок на местную устойчивость на стадии упругой деформации (рис. 4.1, блок 5.4.1). Для оценки устойчивого состояния полок и стенок ТС применяется известная методика [38, 78] относительно напряжений ребра соединения полки и стенки, области действий опорных элементов и боковых упоров:

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma^{BH}}{\sigma_{кр}} + \frac{\sigma_M}{\sigma_{кр.м}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{max}}{\tau_{кр}}\right)^2} = \Omega^j \leq \gamma, \quad (4.2)$$

где:  $\sigma^{BH}$  – максимальные нормальные напряжения от изгиба и сжатия от действия внешних нагрузок ( $\sigma^{BH} = \sqrt{\sigma_{BH-гор}^2 + \sigma_{BH-верт}^2}$ );  $\sigma_M$  – напряжения от местных усилий ( $\sigma_M = \sqrt{\sigma_{M-гор}^2 + \sigma_{M-верт}^2}$ );  $\tau_{max}$  – максимальные касательные напряжения ( $\tau_{max} = \sqrt{\tau_{гор}^2 + \tau_{верт}^2}$ );  $\sigma_{кр}$  – критические нормальные напряжения изгиба и сжатия от действия внешней нагрузки;  $\sigma_{кр,М}$  – критические напряжения от местных нагрузок;  $\tau_{кр}$  – критические касательные напряжения;  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий условия работы;  $\Omega^j$  – коэффициент местной устойчивости относительно Р, ОЭ, БУ.

#### **4.3 Способ повышения безопасности и система безопасности стрелового грузоподъемного крана**

Для предотвращения или снижения последствий аварий, возникших в результате потери грузовой устойчивости и внезапного снятия нагрузки со стрелового оборудования, предлагается «Способ повышения безопасности и система безопасности стрелового грузоподъемного крана» [63].

На рисунке 4.2 приведена система безопасности грузоподъемного крана. Система безопасности стрелового грузоподъемного крана содержит цифровой вычислитель, датчики параметров работы крана, выходное устройство, органы управления грузоподъемного крана, приводы исполнительных механизмов, устройство аварийно-силового воздействия на стреловое оборудование – пиропатроны.

В устройство цифрового вычислителя входит: микроконтроллер, органы управления вычислителем, индикаторы, запоминающее устройство и устройство ввода-вывода информации. В качестве датчиков параметров работы крана могут быть использованы: датчик нагрузки грузоподъемного крана (датчик усилия в грузовом канате, датчик усилия в стреловом канате, датчик давления в ГЦ изменения вылета стрелы, датчик давления в ГЦТ), датчик ускорения и гироскоп, закрепленные на оголовке стрелы, а также датчик угла наклона стрелы.

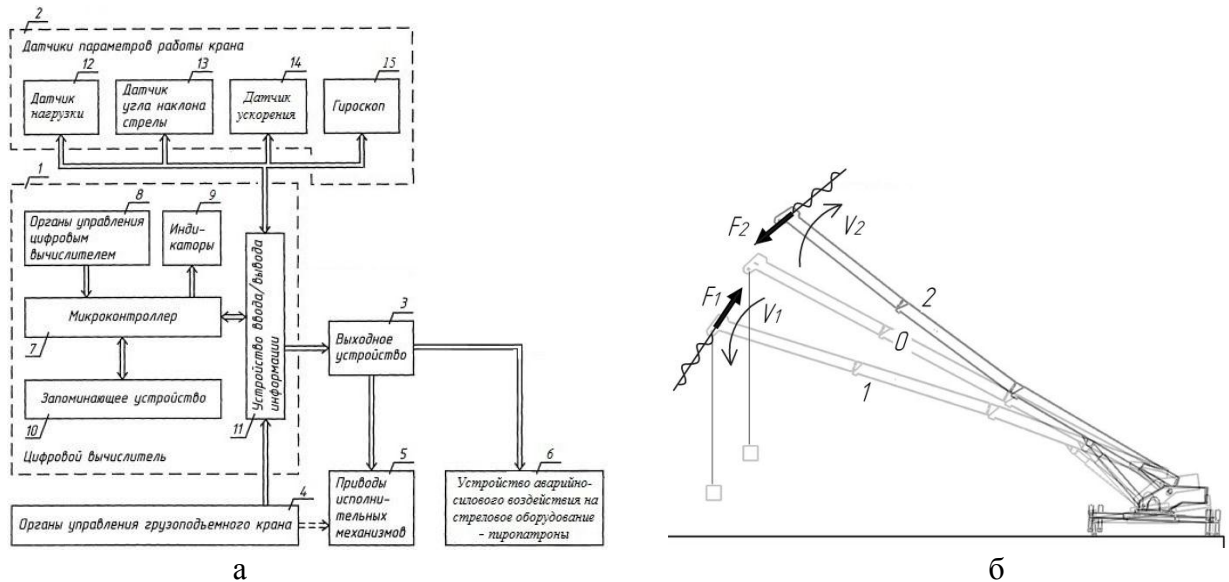


Рис. 4.2. Система безопасности грузоподъемного крана:

а – схема устройства; б – принцип действия (0 – положение до нагружения, 1 – потеря грузовой устойчивости, 2 – потеря собственной устойчивости,  $V_1$ ,  $V_2$  – скорости движения стрелового оборудования,  $F_1$ ,  $F_2$  – сила действия пиропатронов)

Устройство аварийно-силового воздействия на стреловое оборудование – пиропатроны выполнено в виде минимум двух прямоточных реактивных двигателей, установленных в верхней части оголовка стрелы, ориентированных выходными соплами в плоскости качания стрелы: первый, соответственно, в направлении возможного опрокидывания грузоподъемного крана стрелой вперед (потеря грузовой устойчивости), второй – в направлении возможного опрокидывания грузоподъемного крана назад (потеря собственной устойчивости, внезапное снятие нагрузки со стрелы) и оснащенных, например, емкостью с водой, предназначенной для создания удерживающего импульса паро-реактивной струи.

Управление приводами исполнительных механизмов грузоподъемного крана – ручное или автоматизированное. Управление устройством аварийно-силового воздействия на стреловое оборудование – пиропатронами осуществляется только автоматизировано.

В качестве критерия активации исполнительных устройств, предотвращающих аварию и подавляющих заброс стрелового оборудования при

внезапном снятии нагрузки, было выбрано изменение ускорения телескопической стрелы, так как возникновение данного вида нагружения характеризуется резким и значительным увеличением ускорения оголовка стрелы. Также, изменение ускорения было отнесено к параметрам, характеризующим нагрузку крана.

Микроконтроллер выполняет сравнение текущих значений параметров, характеризующих нагрузку и пространственное положение стрелового оборудования (изменение ускорения телескопической стрелы, усилие в канате, давление в ГЦ изменения вылета стрелы, давление в ГЦТ, угол наклона рамы и стрелы, положение центра масс крана и др.), с допустимыми значениями. В случае превышения параметров, характеризующих нагрузку и пространственное положение стрелового оборудования, микроконтроллер формирует предупредительные сигналы тревоги (опасности) для оператора, а также сигналы управления или блокирования управления приводами исполнительных крановых механизмов, обеспечивающие предотвращение превышения предельных значений этих параметров.

В случае превышения параметров, характеризующих нагрузку и/или пространственное положение стрелы и/или грузозахватного органа крана, соответствующих необратимой потере грузовой устойчивости, которая может наступить, например, вследствие просадки опор, перегруза, реактивное действие пиропатрона направлено на увеличение времени процесса потери устойчивости крана. Устройство создает паро-реактивную струю, направленную в сторону опорной площадки, давление реактивного заряда направляет стрелу в сторону, противоположную направлению опрокидывания ССК, тем самым происходит замедление времени потери устойчивости крана (рис. 4.2, б).

В случае превышения параметров, характеризующих нагрузку и/или пространственное положение стрелы и/или грузозахватного органа крана, соответствующих потере собственной устойчивости и внезапному снятию нагрузки со стрелового оборудования, характеризующимся резким увеличением ускорения оголовка стрелы и превышением предельно допустимого значения его изменения, реактивное действие устройства аварийно-силового воздействия на



стреловое оборудование направлено на подавление заброса стрелы и приведение ее в начальное положение до нагружения. Пиропатрон создает паро-реактивную струю, направленную в сторону заброса стрелы, импульс действия которой направляет стрелу навстречу инерционным силам, тем самым происходит подавление инерционных сил и предотвращение заброса стрелы (рис. 4.2, б).

В зависимости от текущих значений параметров работы (например, вылета, угла наклона стрелы, веса груза, жесткость ТС) микроконтроллер вычисляет необходимую величину реактивного заряда и управляет его изменением.

В качестве параметров пиропатронов выбрано: время действия пиропатронов ( $t_{\Pi}$ ), направленного на предотвращение заброса и затухания колебаний стрелового оборудования; коэффициент действия пиропатронов ( $K_{\Pi}$ ), начальная сила пиропатронов ( $F_{\Pi\Pi}$ ), сила заряда устройства аварийно-силового воздействия на стреловое оборудование ( $F_{\Pi}$ ). Настройка характеристик устройства аварийно-силового воздействия на стреловое оборудование для случая внезапного снятия нагрузки, проводится при численном моделировании аварийной ситуации. Начальная сила пиропатронов определяется как:

$$F_{\Pi\Pi} = K_{\Pi} \cdot F_{Г}, \quad (4.3)$$

где:  $F_{Г}$  – сила тяжести груза, Н.

Сила заряда устройства аварийно-силового воздействия:

$$F_{\Pi}(t) = F_{\Pi\Pi} - \Delta F_{\Pi} \cdot t, \quad (4.4)$$

где:  $\Delta F_{\Pi}$  – изменение силы заряда, Н/сек;  $t = [0; t_{\Pi}]$ .

В результате проведения серии численных экспериментов мгновенного снятия нагрузки с действием пиропатронов при постоянном коэффициенте пиропатронов ( $K_{\Pi} = 1$ ) было определено наиболее рациональное время действия устройства предотвращения заброса ТС, равное 3 сек. (рис. 4.3, а). Установлено, действие пиропатронов при  $t_{\Pi} < 3$  секунд характеризуется колебательным затухающим движением ТС, что неблагоприятно влияет на нагружение ТС; при  $t_{\Pi} \geq 3$  происходит монотонное затухающее движение ТС.

С целью определения ориентировочной универсальной величины  $t_{\Pi}$  для любого набора параметров ТС (длина секций, площадь поперечного сечения

секций, угол подъема, вылет стрелы и др.) установлена зависимость  $t_{\Pi}$  от жесткости ТС:

$$t_{\Pi} = C_{ТС} / C_{\Pi}, \quad (4.6)$$

где:  $C_{ТС}$  – жесткость любой ТС, кН/м;  $C_{\Pi}$  – жесткостной коэффициент пиропатрона, выражающий величину жесткости стрелового оборудования, приходящуюся на 1 секунду действия пиропатрона, кН/м сек.

Жесткость ТС крана «Сокол 80.01М» при выбранных параметрах стрелового оборудования устанавливается согласно пункту 2.1.2 главы 2. Определив жесткость ТС и время действия пиропатронов для выбранных параметров стрелового оборудования и типа ССК, постоянный жесткостной коэффициент пиропатрона можно установить как:

$$C_{\Pi} = C_{ТС} / t_{\Pi} = (455,79 \text{ кН/м}) / 3 \text{ сек} = 151,93 \text{ кН/м} \cdot \text{сек},$$

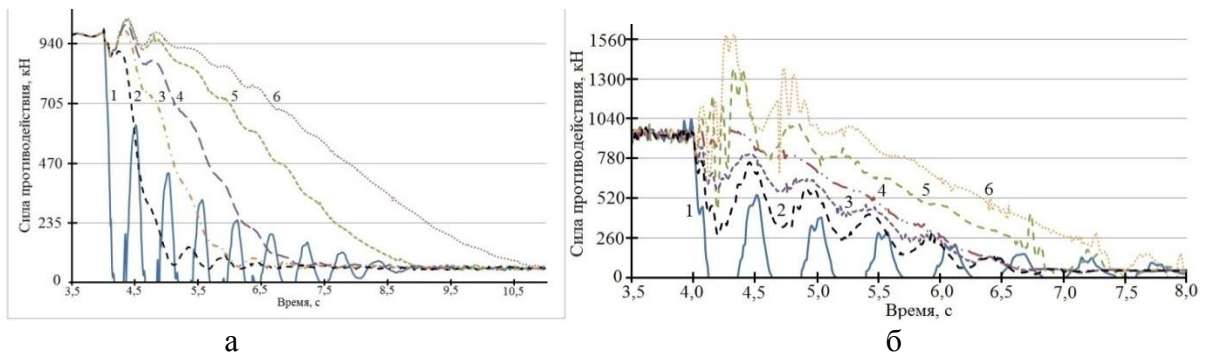


Рис. 4.3. Реакции опор скольжения I при внезапном снятии нагрузки с ТС с предотвращением заброса при различных параметров пиропатронов:

а – при  $K_{\Pi}=1,0$ : 1 – без предотвращения заброса, 2 – при  $t_{\Pi}=5$  сек, 3 – при  $t_{\Pi}=6$  сек, 4 – при  $t_{\Pi}=7$  сек, 5 – при  $t_{\Pi}=9$  сек, 6 – при  $t_{\Pi}=11$  сек; б – выбор параметров пиропатронов при  $t_{\Pi}=3,0$  сек: 1 – реакции опор без предотвращения заброса; 2 – при  $K_{\Pi}=0,6$ ; 3 – при  $K_{\Pi}=0,8$ ; 4 – при  $K_{\Pi}=1,0$ ; 5 – при  $K_{\Pi}=1,2$ ; 6 – при  $K_{\Pi}=1,4$

В результате проведения серии компьютерных экспериментов внезапного снятия нагрузки с действием устройства предотвращения заброса при постоянном времени действия пиропатронов ( $t_{\Pi} = 3$ ) было определено наиболее рациональный коэффициент действия пиропатронов, равный 1,0 (рис. 4.3, б). Установлено, при  $K_{\Pi} < 1,0$  наблюдается колебательный характер затухания движения ТС, а действие пиропатронов при  $K_{\Pi} > 1,0$  характеризуется увеличением реакций опорных

элементов ТС, что негативно влияет на нагружение стрелового оборудования. Исходя из полученных результатов, можно заключить, что наиболее рациональными параметрами пиропатронов являются:  $K_{\Pi}=1,0$ ;  $t_{\Pi}=3$  (рис. 4.4, 4.5).

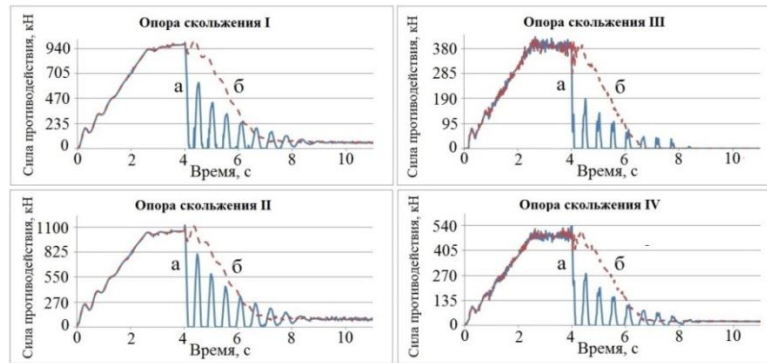


Рис. 4.4. Реакции опор скольжения при внезапном снятии нагрузки с ТС:

а – без предотвращения заброса; б – при предотвращении заброса ( $K_{\Pi}=1,0$ ;  $t_{\Pi}=3$ )

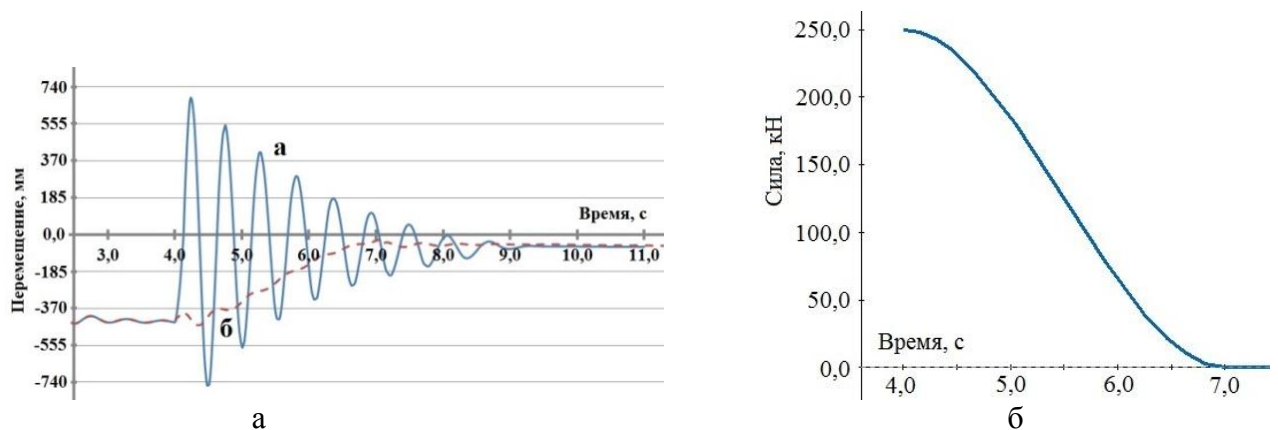


Рис. 4.5. Действие пиропатронов:

а – перемещение оголовка ТС в направлении силы тяжести; б – сила действия пиропатронов;

1 – без предотвращения заброса; 2 – при предотвращении заброса ( $K_{\Pi}=1,0$ ;  $t_{\Pi}=3$ )

Установлено, при действии устройства аварийно-силового воздействия на стреловое оборудование не происходит ударных взаимодействий секций и движение ТС характеризуется монотонным затуханием.

### Выводы по главе

В результате исследований были разработаны: «Методика контроля общей и местной устойчивости ТС», «Способ повышения безопасности и система безопасности стрелового грузоподъемного крана». Предложено усовершенствование системы безопасности ССК, оснащенных ТС.

1. Усовершенствование системы безопасности грузоподъемных кранов, оборудованных ТС, заключается:

- Во включении в систему безопасности ССК разработанных математических моделей общей жесткости телескопического стрелового оборудования, численной и аналитической моделей движения и нагружения ТС, разработанной методики контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы.

- В применении разработанной методики исследования предельного состояния нагруженности ТС в результате внезапного снятия нагрузки, разработанных аналитической и численной математических моделей движения и нагружения для установления и уточнения параметров, характеризующих критическое состояние телескопического стрелового оборудования.

2. Предлагаемый метод оценки общей устойчивости ТС при включении в систему безопасности ССК, позволяет отслеживать общее устойчивое состояние механической системы в функции характеристик ТС в режиме реального времени при выполнении грузоподъемной машиной рабочих операций. Предлагаемый метод оценки местной устойчивости при включении в систему безопасности ССК позволяет при эксплуатации производить в режиме реального времени мониторинг максимального напряженного состояния ТС, которое служит критерием местной устойчивости, благодаря чему представляется возможным контролировать устойчивое состояние наиболее нагруженных полок и стенок ТС. Разработанная методика определения напряженного состояния учитывает совместное действие внешних горизонтальных и вертикальных нагрузок, а также местных нагрузок от опорных элементов и боковых упоров. Использование предлагаемого метода оценки местной устойчивости позволяет при резком увеличении напряжения (коэффициента местной устойчивости) заблаговременно предпринять меры по устранению аварии или снижению последствий аварийной ситуации без участия оператора. К таким действиям может быть отнесено формирование предупредительных сигналов, включение автоматической блокировки всех исполнительных устройств, активизирование средств, действие

которых направлено на предотвращение превышения максимальных напряжений ТС (коэффициента местной устойчивости) допустимого значения. Кроме того, отслеживание максимальных напряжений ТС предоставляет возможность осуществления оценки текущего технического состояния механической системы, что позволяет производить своевременное проведение ремонта ТС, замена всего оборудования или его элементов.

3. Предлагаемые «Способ повышения безопасности и система безопасности стрелового грузоподъемного крана», помимо защиты грузоподъемного крана от перегрузки и от столкновений его стрелы или грузозахватного органа с различными препятствиями, вследствие наличия пиропатронов и подсистемы управления ими, обеспечивают защиту ССК при воздействии случайных внешних факторов, снижение ущерба при необратимой потере грузовой устойчивости крана и предотвращение аварий в случае потери собственной устойчивости ССК и внезапного снятия нагрузки со стрелы. Результаты численного моделирования динамического режима нагружения ССК подтвердили целесообразность применения «Способа повышения безопасности и системы безопасности стрелового грузоподъемного крана».

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диссертационная работа посвящена разработке методики оценки динамической нагруженности телескопической стрелы грузоподъемных кранов и повышению уровня безопасной эксплуатации стреловых самоходных кранов.

Разработка математических (аналитической и численной) моделей движения и нагружения телескопического стрелового оборудования, методика оценки динамической нагруженности ТС и исследование динамики системы «Рабочее оборудование - груз» осуществлялось на примере железнодорожного крана «Сокол 80.01М». Разработанные математические модели и методики представляется возможным распространить на другие виды стреловых кранов, оснащенных телескопическим стреловым оборудованием другой конструкции. Но, наличие ряда новых параметров ТС, влияющих на динамическую нагруженность стрелового оборудования, требует проведения отдельных дополнительных комплексных исследований, что в совокупности позволит повысить степень достоверности результатов исследований.

На основании исследований, выполненных в диссертационной работе, получены следующие основные результаты:

1. Разработаны аналитические модели движения системы «ТС – груз», позволяющие определить основные характеристики (амплитуды, период и частота колебаний, коэффициент диссипации) изменения параметров системы (угол отклонения средней секции; угол отклонения верхней секции; угол перекоса поршня штока нижнего ГЦТ, угол перекоса поршня штока верхнего ГЦТ) в вертикальной и горизонтальной плоскостях в режиме статического и динамического нагружения крана при учете взаимодействия секций ТС, опорных элементов, ГЦТ и ГЦ подъема, изгибной жесткости элементов ТС, а также при учёте вертикальных и горизонтальных межсекционных зазоров. Математическая модель системы «рабочее оборудование-груз» представлена как система двух динамических моделей, описывающих движение механической системы в двух взаимоперпендикулярных плоскостях, для каждой динамической модели

разрабатываются дифференциальные уравнения движения. Первая система уравнений описывает движение семимассовой динамической модели (включающей элементы ТС и груз) в вертикальной плоскости, а вторая описывает движения шестимассовой динамической модели (включающей элементы ТС) в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

2. Разработана численная математическая модель движения и нагружения телескопического стрелового оборудования в вертикальной и горизонтальной плоскости, учитывающая взаимодействие телескопических секций, опорных элементов, ГЦТ, ГЦ подъема, изгибной жесткости элементов ТС, а также влияние межсекционных зазоров.

3. Разработаны аналитические математические модели максимальной нагруженности телескопического стрелового оборудования. Установленные зависимости напряжений (суммарных и эквивалентных) от колебательного процесса динамических моделей в вертикальной и горизонтальной плоскости позволяют определить амплитуды напряжений в полках и стенках секций наиболее нагруженных сечений ТС в функции от времени при учёте совместного действия внешних вертикальных и горизонтальных нагрузок, усилий от опорных элементов и боковых упоров, а также влияния ГЦТ.

4. На основе аналитической математической модели нагруженности ТС разработана методика контроля общей и местной устойчивости ТС, учитывающей совместное действие внешних и местных горизонтальных и вертикальных нагрузок, позволяющая в функции времени определять динамическое напряженное состояние ТС и контролировать общую и местную устойчивость ТС.

5. Разработана методика исследования нагруженности ТС в результате внезапного снятия нагрузки, которая основана на отслеживании переходов потенциальной и кинетической энергий движения стрелового оборудования.

6. Разработаны аналитические математические модели жесткости ТС, позволяющие установить влияние межсекционных вертикальных и горизонтальных неравномерных зазоров, податливости опорных элементов,

изгибной жесткости секций, ГЦТ и ГЦ подъема-опускания стрелы на общую жесткость ТС и нагруженность стрелового оборудования.

7. Разработана методика оценки динамической нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования грузоподъемных кранов, объединяющая положения пунктов 1 – 6;

8. Проведено исследование нагруженности элементов телескопического стрелового оборудования от воздействия внезапного снятия веса груза, а также при повороте системы «Рабочее оборудование - груз», в результате чего установлено: максимальные напряжения, амплитуды и частоты колебаний, телескопической стрелы и элементов гидроцилиндров телескопирования, временная зависимость сил противодействия элементов телескопического стрелового оборудования; зависимость максимальных напряжений телескопической стрелы от величины просадки аутригера и частоты вращения платформы; соотношение максимальных напряжений телескопической стрелы, вызванных внешними и местными, вертикальными и горизонтальными нагрузками.

9. Установлено влияние вертикальных и горизонтальных зазоров между секциями на нагруженность и общую жесткость телескопической стрелы в условиях динамического режима нагружения;

10. Разработаны аналитические модели максимальной нагруженности ГЦТ.

11. Предложено применение на ССК разработанного изобретения (способ и устройство), позволяющего предотвратить или снизить последствия аварий, вызванных потерей собственной и грузовой устойчивости, мгновенным снятием нагрузки, и таким образом повышающего уровень безопасной эксплуатации стреловых кранов.

12. Предлагается усовершенствование системы безопасности грузоподъемных кранов, оборудованных ТС:

- включение в систему безопасности ССК разработанных математических моделей общей жесткости телескопического стрелового оборудования; в таком



случае предельно допустимые параметры, характеризующие нагрузку ССК, можно представить коэффициентом жесткости и динамичности;

- применение разработанной методики оценки динамической нагруженности элементов телескопической стрелы, разработанных аналитической и численной математических моделей движения и нагружения для установления и уточнения параметров, характеризующих критическое состояние телескопического стрелового оборудования, данные параметры представляется возможным включить в модель представления знаний приборов безопасности ССК;

- включение в систему безопасности ССК разработанной методики контроля общей и местной устойчивости телескопической стрелы. Разработанная методика определения напряженного состояния учитывает совместное действие внешних горизонтальных и вертикальных нагрузок, а также местных нагрузок от опорных элементов и боковых упоров. Данная методика позволяет отслеживать общее устойчивое состояние механической системы в функции характеристик ТС в режиме реального времени при выполнении грузоподъемной машиной рабочих операций, а также позволяет при эксплуатации производить в режиме реального времени мониторинг максимального напряженного состояния ТС, которое служит критерием местной устойчивости, благодаря чему представляется возможным контролировать устойчивое состояние наиболее нагруженных полок и стенок ТС. Кроме того, отслеживание максимальных напряжений ТС предоставляет возможность осуществления оценки текущего технического состояния механической системы, что позволяет производить своевременное проведение ремонта ТС, замена всего оборудования или его элементов;

- формирование интеллектуальной системы принятия решения в контуре обратной связи автоматизированной системы управления, оснащенной программным обеспечением, реализующим виртуальную модель ССК и/или аналитическую модель телескопического стрелового оборудования.

Результаты исследования позволяют повысить уровень безопасной эксплуатации ССК, оснащенных ТС.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович, И.И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник / И.И. Абрамович, В.Н. Березин, А.Г. Яуре. – М.: Машиностроение, 1989. – 360 с.
2. Александров, М.П. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов / М.П. Александров. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
3. Александрова, Е.А. Модельная оптимизация трибопараметров тяжело нагруженных опор скольжения / Е.А. Александрова // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т. 13. № 4-3. – С. 652-655.
4. Алыев, И.А. Исследование местной устойчивости телескопических стрел / И.А. Алыев, Н.В. Башкова, П.Б. Швецов // Строительные и дорожные машины. – 1977. – №8. – С. 25-26.
5. Алямовский, А.А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 784 с.
6. Алямовский, А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 464 с.
7. Андриенко, Н.Н. Стреловые самоходные краны: в 2 кн. / Н.Н. Андриенко. – Одесса: Астропринт, 2001. – 708 с.
8. Анцев, В.Ю. Дефекты и отказы автомобильных кранов / В.Ю. Анцев, П.В. Витчук, К.Ю. Крылов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2016. – № 7-1. – С. 88-93.
9. Архипов, В.А. Основы теории инженерно-физического эксперимента: учебное пособие / В.А. Архипов, А.П. Березиков. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – 206 с.
10. 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.

11. Башкова, Н.В. Исследование местной нагруженности телескопических стрел строительных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Башкова Наталия Викторовна. – М., 1978. – 223 с.
12. Башкова, Н.В. Исследование на моделях местных напряжений в телескопических стрелах кранов / Н.В. Башкова // Строительные и дорожные машины. – 1977. – №9. – С. 16-17.
13. Бекшаев, С.Я. Основы теории колебаний / С.Я. Бекшаев, В.М. Фомин. – Одесса: ОГАСА, 2013. – 103 с.
14. Бертяев, В.Д. Теоретическая механика на базе Mathcad. Практикум / В.Д. Бертяев. – СПб.: БВХ-Петербург, 2005. – 752 с.
15. Бидерман, В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов / В.Л. Бидерман. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.
16. Блум, Д. Изучаем Arduino: инструменты и методы технического волшебства: Пер. с англ. / Д. Блум. – СПб.: БХВ-Петербург, 2015. – 336 с.
17. Бокселл, Дж. Изучаем Arduino. 65 проектов своими руками / Дж. Бокселл. – СПб.: Питер, 2017. – 400 с.
18. Боргоньен, Р. Учимся 3D-моделированию вместе с Solid Edge: пер. с англ. ООО «Сименс Индастри Софтвер» / Р. Боргоньен. – М.: ДМК Пресс, 2012. – 594 с.
19. 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.
20. Ватулин, Я.С. Исследование условий работы гидроцилиндра для телескопирования стрелы самоходного крана / Я.С. Ватулин // Автоматизация и современные технологии. – 2001. – №8. – С. 29-32.
21. Ватулин, Я.С. Исследование экстремальных режимов работы транспортных систем средствами SolidworksMotion / Я.С. Ватулин, С.Н. Чуян, В.А. Попов, С.В. Орлов // Системы автоматизированного проектирования на транспорте: материалы VII международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. – СПб.: ФГБОУ ВО ПГУПС, 2017. – С. 28-43.

22. 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.
23. Ватулин, Я.С. Синтез силовых гидроцилиндров строительных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Ватулин Ян Семенович. – Тула, 1996. – 223 с.
24. Винокуров, В.А. Сварные конструкции. Механика разрушения и критерии работоспособности / В.А. Винокуров, С.А. Куркин, Г.А. Николаев; под ред. Б.Е. Патона. – М.: Машиностроение, 1996. – 576 с.
25. Волков, А.С. Динамические расчеты упругих систем: Учебное пособие / А.С. Волков, Ю.Г. Плотников. – Хабаровск: ДВГУПС, 2007. – 95 с.
26. Гоберман, Л.А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин: учебник для техникумов / Л.А. Гоберман. – М.: Машиностроение, 1988. – 464 с.
27. Годовой отчет о деятельности федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору в 2019 году / М.: ЗАО НТЦ ПБ, 2020. – 389 с.
28. ГОСТ 15598-70. Проволока стальная струнная. Технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 1998. – 8 с.
29. ГОСТ 25573-82. Стропы грузовые канатные для строительства. Технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2000. – 65 с.
30. ГОСТ 28609-90. Краны грузоподъемные. Основные положения расчета. – М.: Стандартиформ, 2008. – 8 с.
31. ГОСТ 3241-91. Канаты стальные. Технические условия. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2007. – 21 с.
32. ГОСТ 32579.1-2013. Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 1. Общие положения. – М.: Стандартиформ, 2015. – 34 с.
33. ГОСТ 33710-2015. Краны грузоподъемные. Выбор канатов, барабанов и блоков. – М.: Стандартиформ, 2016. – 19 с.

34. Гривезирский, Ю.В. Влияние формы сечений, геометрических параметров и факторов местного нагружения на напряженное состояние телескопических стрел строительных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Гривезирский Юрий Валерьевич. – М., 1987. – 256 с.
35. 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.
36. Гурский, Д.А. Вычисления в MATHCAD 12 / Д.А. Гурский, Е.С. Турбина. – СПб.: Питер, 2006. – 544 с.
37. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента / Н. Джонсон, Ф. Лион. – М.: Мир, 1981. – 520 с.
38. Дукельский, А.И. Справочник по кранам. Том 1 / А.И. Дукельский. – Л.: Машиностроение, 1971. – 399 с.
39. Зарецкий, А.А. Устойчивость свободностоящих кранов при обрыве груза / А.А. Зарецкий // Безопасность труда в промышленности. – 2002. – № 2. – С. 24-27.
40. Зиновьев, Д.В. Основы конструирования в Solid Edge ST10. Синхронная технология / Д.В. Зиновьев. – М.: ДМК Пресс, 2018. – 170 с.
41. Игнатъев, В.А. Расчет тонкостенных пространственных конструкций пластинчатой и пластинчато-стержневой структуры / В.А. Игнатъев, О.Л. Соколов, И. Альтенбах, В. Киссинг. – М.: Стройиздат, 1996. – 560 с.
42. Изаков, Ф.Я. Планирование эксперимента и обработка опытных данных. Учебное пособие для магистрантов и аспирантов / Ф.Я. Изаков. – Челябинск: ЧГАУ, 1997. – 128 с.
43. Информационно-статистические методы в технологии машиностроения: Пособие по обработке результатов эксперимента / В.Г. Григорович, В.Я. Кершенбаум, Д.В. Козочкин и др. – М.: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2000. – 184 с.

44. Кобзов, Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Кобзов Дмитрий Юрьевич. – Л., 1987. – 345 с.
45. 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.
46. Конструкционные пластмассы. Свойства полимеров. / И. Хуго и др. Пер. с чешск. – М.: Машиностроение, 1970. – 336 с.
47. Кран специальный на железнодорожном ходу «EDK-500». Руководство по эксплуатации.
48. Кран специальный на железнодорожном ходу «СОКОЛ 80.01 М». Руководство по эксплуатации. 1170.000.00.00 Р.Э.
49. Кудрявцев, Е.М. Компьютерное моделирование, проектирование и расчет элементов машин и механизмов: учебное пособие / Е.М. Кудрявцев. – М.: Издательство АСВ, 2018. – 328 с.
50. Лагереv, А.В. Оценка риска при эксплуатации самоходных грузоподъемных кранов стрелового типа в условиях недостаточной информации / А.В. Лагереv, С.В. Кончиц, Л.И. Блейшмидт // Научно-технический вестник БГУ. – 2017. – № 2. – С. 77-94.
51. Лощаков, К.А. Безопасная эксплуатация грузоподъемных машин / К.А. Лощаков, В.А. Чичкин. – К.: Будшельник, 1984. – 176 с.
52. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: Учебное пособие / Н.А. Спирин, В.В. Лавров, Л.А. Зайнуллин, А.Р. Бондин, А.А. Бурькин; под общ. ред. Н.А. Спирина. – Екатеринбург: ООО «УИНЦ», 2015. – 290 с.
53. Молибошко, Л.А. Компьютерные модели автомобилей: Учебник / Л.А. Молибошко. – Минск: Новое знание, 2012. – 295 с.
54. Момонт, М.В. Мобильные роботы на базе Arduino / М.В. Момонт. – СПб.: БХВ-Петербург, 2017. – 288 с.

- 55.Монк, С. Програмуем Arduino. Профессиональная работа со скетчами / С. Монк. – СПб.: Питер, 2017. – 272 с.
- 56.Обыденков, В.А. Исследования устойчивости мобильных грузоподъемных машин методом конечных элементов / В.А. Обыденков, В.Ю. Анцев, П.А. Сорокин, А.В. Мишин // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2011. – № 3. – С. 30-36.
- 57.Основы конструирования в Solid Edge. Пособие по проектированию изделий в приборостроении / В.А. Шахнов, Л.А. Зинченко, В.А. Соловьев, А.Е. Курносенко. – М.: ДМК Пресс, 2014. – 272 с.
- 58.Очков, В.Ф. Mathcad 14 для студентов, инженеров и конструкторов / В.Ф. Очков. – СПб.: БВХ-Петербург, 2007. – 368 с.
- 59.Павлов, В.П. Дорожно-строительные машины. Системное проектирование, моделирование, оптимизация: учеб. пособие / В.П. Павлов, Г.Н. Карасев. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2011. – 240 с.
- 60.Панасенко, Н.Н. Влияние остаточных деформаций телескопических стрел на грузовые характеристики грузовых кранов / Н.Н. Панасенко, А.А. Хахов // Вестник АГТУ. – 2005. – №2 (25). – С. 81-90.
- 61.Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – Л.: Наука, 1989. – 252 с.
- 62.Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – Изд. 3-е, доп. и переработ. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
- 63.Пат. №2700312 Российская Федерация, МПК В66С 23/88. Способ повышения безопасности и система безопасности стрелового грузоподъемного крана / Ватулин Я. С., Потахов Е. А., Потахов Д. А.; заявитель и патентообладатель Петербургский гос. ун-т путей сообщения Императора Александра I. – №2018129511; заявл. 13.08.2018; опубл. 16.09.2019.
- 64.Петин, В.А. Проекты с использованием контроллера Arduino / В.А. Петин. – 2-е изд, перераб. и доп. – СПб.: БХВ-Петербург, 2015. – 464 с.
- 65.Пикуль, В.В. Современное состояние теории оболочек и перспективы ее развития / В.В. Пикуль // Механика твердого тела. – 2000. – №2.– С. 153-168.

66. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев; отв. ред. Г.С. Писаренко. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
67. Позынич, Е.К. Определение степени деградации несущих крановых металлоконструкций по параметрам твердости при оценке остаточного ресурса стреловых кранов с жесткой подвеской стрелы / Е.К. Позынич, К.П. Позынич, И.Б. Ковалёв // Вестник института тяги и подвижного состава. – 2013. – № 9. – С. 64-67.
68. 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.
69. Ракша, С.В. Расчет местной устойчивости внецентренно сжатых тонкостенных элементов металлоконструкций с учетом общего изгиба / С.В. Ракша // сб: Научные основы строительства. – К.: ИСДО, 1993. – С. 152-159.
70. Ракша, С.В. Расчет телескопической стрелы крана КС-5473В с учетом влияния общего изгиба на местную устойчивость / С.В. Ракша // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. Запорізький національний технічний університет. – 1998. – № 1. – С. 21-23.
71. РД 10-112-2-09. Методические рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Часть 2. Краны стреловые общего назначения и краны-манипуляторы грузоподъемные. – М.: НИИКраностроения, 2009. – 120 с.
72. РД 10-33-93 Стропы грузовые общего назначения. Требования к устройству и безопасной эксплуатации. – М.: НПО ОБТ, 1994. – 92 с.
73. РД НИИКраностроения 05-07. Методические рекомендации. Краны стреловые самоходные. Нормы расчета устойчивости против опрокидывания. – М.: НИИКраностроения, 2007. – 30 с.
74. Редькин, А.В. Расчет нагрузок на опоры крана с учетом характеристик упругости рамы, опорных элементов и грунта / А.В. Редькин, П.А. Сорокин,



- А.В. Чернов // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2009. – № 2-1. – С. 117-122.
- 75.Рубан, В.Г. Решение задач динамики железнодорожных экипажей в пакете Mathcad: учеб. пособие / В.Г. Рубан, А.М. Матва. – Ростов н/Д: Рост. гос. ун-т путей сообщения, 2009. – 99 с.
- 76.Ряхин В.А. Металлические конструкции строительных и дорожных машин: Определение внутр. усилий и напряжений / В.А. Ряхин, И.Ю. Цвей, М.С. Балаховский; под ред. В.А. Ряхина. – М.: Машиностроение, 1972. – 312 с.
- 77.Ряхин, В.А. Анализ местной нагруженности крановых телескопических стрел методом конечных элементов / В.А. Ряхин, Ю.В. Гривезирский, Ю.М. Гольдин // Строительные и дорожные машины. – 1984. – №4. – С. 22-24.
- 78.Ряхин, В.А. Долговечность и устойчивость сварных конструкций строительных и дорожных машин / В.А. Ряхин, Г.И. Мошкарёв. – М.: Машиностроение, 1984. – 232 с.
- 79.Ряхин, В.А., Нагруженность крановых телескопических стрел / В.А. Ряхин, Ю.В. Гривезирский, Л.В. Зайцев, Г.Н. Мошкарёв // Строительные и дорожные машины. – 1984. – №6. – С. 9-11.
- 80.Свойства полимеров при высоких давлениях / С.Б. Айнбиндер, К.И. Алксне, Э.Л. Тюнина, М.Г. Лака. – М.: «Химия», 1973. – 192 с.
- 81.Смолин, И.Ю. Аналитическая динамика и теория колебаний: учебное пособие / И.Ю. Смолин, В.В. Каракулов. – Томск: Томский государственный университет, 2012. – 172 с.
- 82.Соломатина, Л.А. Динамика поворота гидравлических стреловых самоходных кранов: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Соломатина Л.А. – М., 1984. – 239 с.
- 83.Соммер, У. Программирование микроконтроллерных плат Arduino/Freeduino: Пер. с нем. / У. Соммер. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: БХВ-Петербург, 2016. – 256 с.
- 84.СП 16.13330.2017. Стальные конструкции. Актуализированная редакция СНиП II-23-81\*– М.: Стандартинформ, , 2017. – 148 с.

- 85.Справочник по кранам. В 2 т.: Т.1 / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.; под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. – 536 с.
- 86.Справочник по кранам. В 2 т.: Т.2 / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др.; под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.
- 87.Тайц, В.Г. Безопасная эксплуатация грузоподъемных машин: Учеб. пособие для вузов / В.Г. Тайц. – М.: Академкнига, 2005. – 383 с.
- 88.Тарг, С.М. Краткий курс теоретической механики: Учеб.для втузов / С.М. Тарг. – 20-е изд., стер. – М.: Высшая школа, 2010. – 416 с.
- 89.Терехова, И.И. Управление грузовой устойчивостью свободностоящих кранов системой приводов при динамическом нагружении: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Терехова Ирина Ивановна. – Красноярск, 2005. – 142 с.
- 90.Тику, Ш. Эффективная работа: SolidWorks 2005 / Ш. Тику. – СПб.: Питер, 2006. – 816 с.
- 91.Турышева, Е.С. Совершенствование процесса автоматической защиты гидрофицированного крана от перегрузки и опрокидывания: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Турышева Евгения Сергеевна. – Красноярск, 2009. – 135 с.
- 92.Фам Хонг Куанг. Динамические нагрузки строительных самоходных гидравлических кранов с телескопической стрелой: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Фам Хонг Куанг. – М., 1994. – 126 с.
- 93.Фесик, С.П. Справочник по сопротивлению материалов / С.П. Фесик. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Будівельник, 1982. – 280 с.
- 94.Хартман, К. Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов: Пер. с нем. / К. Хартман. – М.: Мир, 1977. – 552 с.
- 95.Хохленков, Р.В. Solid Edge с синхронной технологией / Р.В. Хохленков. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 376 с.
- 96.Челомей, В.Н. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В.В. Болотина. – М.: Машиностроение, 1978. – 352 с.

97. 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.
98. Шелмич, Р.Р. Динамические нагрузки и устойчивость автокрана на упругом основании / Р.Р. Шелмич // Строительные и дорожные машины. – 1996. – № 4.
99. Шемякин, С.А. Строительная механика и металлические конструкции строительных и дорожных машин: учеб. пособие / С.А. Шемякин, А.В. Лещинский. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2014. – 144 с.
100. Шенк, Х. Теория инженерного эксперимента: Пер. с англ. / Х. Шенк. – М.: Мир, 1972. – 391 с.
101. Шишков, Н.А. Надежность и безопасность грузоподъемных машин / Н.А. Шишков. – М.: Недра, 1990. – 252 с.
102. Шушкевич, В.А. Основы электротензометрии / В.А. Шушкевич. – Минск: Вышэйш. школа, 1975. – 352 с.
103. Яблонский, А.А. Курс теории колебаний / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – Учеб. пособие для студентов вузов. 4-е изд. – СПб.: Лань, 2003. – 256 с.
104. SolidWorks. 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.
105. Bold, M. Damped vibrations of telescopic crane boom / M. Bold, S. Garus, W. Sochacki // 24 International Conference Engineering mechanics 2018. – Svatka, Czech Republic, 2018. – Paper 165. – P. 101–104.
106. Bošnjak, S. Dynamic Response of Mobile Elevating Work Platform under Wind Excitation / S. Bošnjak, N. Zrnica, B. Dragovic // Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering. – 2009. – № 55 (2). – P. 104-113.
107. Cekus, D. The Identification of the Elastic Support System of the Laboratory Truck Crane / D. Cekus // Machine Dynamics Research. – 2014. – Volume 38, № 2. – P. 5-15.

108. Chandgude, A. Design and Analysis of Telescopic Boom for Mobile Cranes / A. Chandgude, A. Agarwal, C. Mathew, S. Chavan // International Journal of Advanced Engineering Research and Science. – 2016. – Volume 3, Issue 4. – P. 39-43.
109. Cui, Z. Analysis and Experimental Verification of the Strength of Telescopic Booms for Construction Machinery / Z. Cui, W. Jiang, L. Cheng // International Journal of Simulation: Systems, Science and Technology. – 2016. – P. 33.1–33.10.
110. Fragassa, C. Measuring deformations in the telescopic boom under static and dynamic load conditions / C. Fragassa, G. Minak, A. Pavlovic // Facta universitatis Series: Mechanical Engineering. – 2020. – Volume 18, № 2. – P. 315-328.
111. Geisler, T. Free vibration analysis of a DST-0285 truck crane considering changes in the system load configuration / T. Geisler // MATEC Web of Conferences. – 2018. – Volume 157 (5). – 03005.
112. Geisler, T. Modelling and research into the vibrations of truck crane / T. Geisler, W. Sochacki // Scientific Research of the Institute of Mathematics and Computer Science. – 2011. – Volume 1(10). – P. 49-60.
113. Huber, W. Tragfähigkeit von Teleskopen / W. Huber // Forder und Heben. – 1972. – №3. – S. 125-127.
114. ISO 2394: 2015. General principles on reliability for structures.
115. Kilicėaslan, S. Tipping loads of mobile cranes with flexible booms / S. Kilicėaslan, T. Balkan, S.K. Ider // Journal of Sound and Vibration. – 1999. – Volume 223 (4). – P. 645 -657.
116. Marjamaki, H. Modelling a telescopic boom – the 3D case: Part II / H. Marjamaki, J. Makinen // Computers & Structures. – 2006. – № 84. – P. 2001-2015
117. Miralbes, R. Design and Optimisation of Crane Jibs for Forklift Trucks / R. Miralbes, L. Castejon // Proceedings of the World Congress on Engineering 2009 Vol II (WCE 2009), London, U.K. – 2009.
118. Pavlovic, A. Buckling analysis of telescopic boom: theoretical and numerical verification of sliding pads / A. Pavlovic, C. Fragassa, G. Minak // Tehnicki Vjesnik. – 2017. – № 24 (3). – P. 729–735.

119. Randive, V. Finite Element Analysis of Inner Boom for 3Tonn Telescopic Forklift / V. Randive, D.P. Kamble, A. Pawar // International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). – 2018. – Volume 05, Issue 07. – P. 1367-1372.
120. Savkovic, M. Stress analysis in contact zone between the segments of telescopic booms of hydraulic truck cranes / M. Savkovic, M. Gasic, G. Pavlovic // Thin-Walled Structure. – 2014. – Volume 85. – P. 332–340.
121. Sochacki, W. Damped vibration of the system of changing the crane boom radius / W. Sochacki, M. Bold // Journal of Applied Mathematics and Computational Mechanics. – 2015. – № 14 (2). – P. 111-122.
122. Sochacki, W. Influence of Internal and Constructional Damping on Vibrations of Telescopic Boom of Truck Crane / W. Sochacki, M. Bold // Machine Dynamics Research. – 2014. – Volume 38, № 4. – P. 51 – 58.
123. Sochacki, W. Vibration of crane radius change system with internal damping radius / W. Sochacki, M. Bold // Journal of Applied Mathematics and Computational Mechanics. – 2013. – № 12(2). – P. 97-103.
124. Trabka, A. Dynamics of telescopic cranes with flexible structural components / A. Trąbka // International Journal of Mechanical Science. – 2014. – Volume 88. – P. 162-174.
125. Yucel, A. Analytical and experimental vibration analysis of telescopic platforms / A. Yucel, A. Arpacı // Journal of theoretical and applied mechanics. – 2016. – № 54 (1). – P. 41-52.