

И.А. ЛАГЕРЕВ

---

**РАСЧЕТЫ  
ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН  
МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**



**Международный издательский проект  
«Проектирование, производство и эксплуатация  
подъемно-транспортной техники»**

Брянск  
ИЗДАТЕЛЬСТВО БГТУ  
2013

УДК 621.86

ББК 30.9

**Лагерев, И.А.** Расчеты грузоподъемных машин методом конечных элементов: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: Издательство БГТУ, 2013. – 116 с.: ил. – ISBN 978-5-89838-650-4.

**ISBN 978-5-89838-650-4**

Рассмотрены методики и обобщенные рекомендации по исследованию напряженно-деформированного состояния несущих металлоконструкций грузоподъемных машин методом конечных элементов. Разработаны модели крана-манипулятора, башенного крана, мостового крана, грузозахватных приспособлений, подкрановых конструкций.

Для научных работников и аспирантов, занимающихся вопросами исследования динамики и прочности грузоподъемных машин, а также инженерно-технических работников машиностроения, транспорта и других отраслей промышленности.

Ил. 101. Табл. 22. Библиогр. 51 назв.

Рецензенты: малое инновационное предприятие

Общество с ограниченной ответственностью

«Промбезопасность-БГТУ»;

доктор технических наук, проф. И.А. Полянин.

**ISBN 978-5-89838-650-4**

© Лагерев И.А., 2013

© Изд-во БГТУ, 2013

---

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Современное промышленное производство и строительство требуют применения большого количества различных грузоподъемных машин. Поэтому результаты теоретических и прикладных исследований, направленных на повышение эффективности использования этого оборудования, востребованы отечественной промышленностью.

При проектировании грузоподъемных машин требуется выполнение расчетов на прочность, жесткость, устойчивость, усталостную долговечность. Однако точное решение этих задач в рамках теории упругости для сложных пространственных конструкций получить невозможно. На практике инженерами используются методы сопротивления материалов и строительной механики.

К сожалению, эти методы применимы к простейшим системам. Для анализа напряженно-деформированного состояния сложных пространственных конструкций, состоящих из множества элементов, используются численные методы. Наибольшее распространение получил метод конечных элементов (МКЭ).

МКЭ – это численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными. Метод широко применяется для решения задач механики деформируемого твёрдого тела, теплообмена, электродинамики и гидродинамики. МКЭ основан на аппроксимации непрерывной функции (в расчетах грузоподъемных машин – перемещения) дискретной моделью на множестве кусочно-непрерывных функций, определенных на конечном числе подобластей, называемых конечными элементами.

МКЭ реализован в виде промышленных программных пакетов автоматизированного проектирования. В России наибольшее распространение получили NX Nastran, NE Nastran, MSC.Patran/Nastran, ANSYS, APM WinMashine и др. Как правило, в пакет входит программа построения конечноэлементных моделей и просмотра результатов (пре/постпроцессор) и несколько расчетных модулей, решающих различные задачи (например, модуль статических расчетов).

В монографии не приводятся подробные пошаговые инструкции работы в этих программах, а обсуждаются основные идеи и подходы к построению конечноэлементных моделей различных грузоподъемных машин, анализируются результаты расчета. Предполагается, что читатель владеет теоретической базой метода конечных элементов и

---

имеет навыки работы в программных пакетах конечноэлементного анализа и твердотельного моделирования (CAD/CAE – системах).

В первой главе приведены основные понятия, представлена методика расчета грузоподъемной машины с помощью МКЭ, приведены модели типовых элементов конструкции.

Во второй главе представлен конечноэлементный расчет трехзвенного гидравлического крана-манипулятора (на примере машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А), предложены полная и раздельная модели, сформулированы требования по выбору характерного размера конечного элемента.

В третьей главе представлен конечноэлементный расчет башенного крана (на примере стационарного крана с балочной стрелой), рассмотрены вопросы решения динамических задач с помощью МКЭ.

В четвертой главе представлен конечноэлементный расчет мостового крана общего назначения (на примере двухбалочного электрического мостового крана).

В пятой главе рассмотрены вопросы моделирования съемных грузозахватных приспособлений, подкрановых конструкций.

Научные исследования поддержаны государственным Фондом содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере по госконтракту №8991р/14117 от 01.04.2011 г.

Результаты работы используются ООО «Промбезопасность» и малым инновационным предприятием ООО «Промбезопасность-БГТУ» при экспертизе промышленной безопасности грузоподъемных машин; ЗАО «Дизель-Ремонт» при производстве и модернизации кранов-манипуляторов машин для сварки трубопроводов; в учебном процессе на кафедрах «Динамика и прочность машин» и «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВПО «Брянский государственный технический университет».

Автор надеется, что публикуемый материал будет интересен и полезен научным работникам, аспирантам и докторантам, занимающимся вопросами исследования прочности грузоподъемных машин, а также инженерно-техническим работникам машиностроения, транспорта, строительства и других отраслей промышленности.

Автор с благодарностью примет замечания и предложения читателей и просит направлять их по адресу: 241035, г. Брянск, бульвар 50-летия Октября, д. 7, Брянский государственный технический университет или по электронной почте [mnto@tu-bryansk.ru](mailto:mnto@tu-bryansk.ru).



---

## ВВЕДЕНИЕ

С развитием вычислительной техники все большее применение находят системы автоматизированного проектирования (САПР). Если 50 лет назад они использовались для простых расчетов на некоторых стадиях проектирования, то современные инженеры выполняют всю работу с помощью специализированных САПР.

Сегодня на передовых промышленных предприятиях внедрены CALS-системы, позволяющие автоматизировать все процессы, связанные с жизненным циклом изделия. Жизненный цикл любого изделия включает в себя проектирование, подготовку производства, производство, эксплуатацию и утилизацию.

CALS-технологии – это технологии комплексной компьютеризации сфер промышленного производства. Развитие CALS-технологий должно привести к появлению так называемых виртуальных производств, при которых процесс создания спецификаций с информацией для программно управляемого технологического оборудования, достаточной для изготовления изделия, может быть распределен во времени и пространстве между многими организационно автономными проектными студиями [1].

Важным этапом проектирования грузоподъемной машины является оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) несущей металлоконструкции. Для этого все чаще используются программные пакеты, реализующие метод конечных элементов. В ходе расчета определяются напряжения и деформации, оцениваются частоты и формы собственных и вынужденных колебаний, определяется коэффициент запаса по устойчивости.

Следует понимать, что окончательное решение о соответствии проектируемой конструкции требованиям прочности, жесткости, устойчивости принимается инженером. Результаты расчета с помощью МКЭ могут содержать большую погрешность. Поэтому помимо конечноэлементных расчетов следует выполнять проверочные аналитические расчеты, проводить экспериментальные исследования на моделях и натурных образцах. Только такие комплексные изыскания позволят обеспечить надежную и безопасную работу грузоподъемной машины в течение всего срока эксплуатации.

## ГЛАВА 1.

### ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Метод конечных элементов широко применяется для анализа прочности, жесткости и устойчивости металлоконструкций грузоподъемных машин [1-10]. Этот метод реализован в виде мощных промышленных программных комплексов [11-13].

#### 1.1. Метод конечных элементов

В конечноэлементной постановке задачи моделирования исследуемая область предварительно разбивается на ограниченное множество конечных элементов, связанных между собой конечным числом узлов. Искомыми переменными уравнений математических моделей являются перемещения, повороты, температура, давление, скорость, потенциалы электрических или магнитных полей. Эти переменные определяют степени свободы узлов. Их конкретное содержание зависит от типа (физической природы) элемента, который связан с данным узлом.

##### 1.1.1. Статический расчет грузоподъемной машины

Если действие сил инерции или процессы рассеяния энергии пренебрежимо малы и не оказывают существенного влияния на поведение изделия, то задача может быть сформулирована в виде статического прочностного анализа. Такой тип анализа наиболее часто используется, например, для определения концентрации напряжений в конструктивных элементах, для определения перемещений, напряжений, деформаций и усилий, которые возникают в изделии в результате приложения механических сил.

Уравнение статического анализа конструкций методом конечных элементов записывается в виде

$$[K\{u\}]\{u\} = \{P\},$$

где  $[K\{u\}]$  – матрица жесткости системы, характеризующая действие упругих восстанавливающих сил,  $\{u\}$  – вектор перемещений элементов системы (узлов конечных элементов),  $\{P\}$  – вектор внешних статических нагрузок (сил и моментов), приведенных к узлам конечноэлементной сетки.

Компоненты вектора сил: сосредоточенные силы, тепловые нагрузки, давления и силы инерции. В процессе анализа можно учитывать такие нелинейные свойства, как пластичность и ползучесть материала, большие прогибы, большие деформации и контактное взаимодействие при условии, что нагрузки возрастают постепенно.

### *1.1.2. Динамический расчет грузоподъемной машины*

С помощью метода конечных элементов исследуется динамика сложных механических систем [1-21]. Наиболее простой способ – решение динамической задачи в квазистатической постановке. В этом случае полученные экспериментально или с помощью динамических моделей реализации факторов нагруженности дискретизируется по времени. Далее к конечноэлементной модели прикладываются факторы нагруженности, соответствующие данному моменту времени. Проводится статический расчет. Расчет повторяется для следующего момента времени, которому соответствуют другие значения факторов нагруженности. Таким образом строятся реализации перемещений и напряжений в интересующих точках конструкции. В силу своей простоты данный алгоритм не позволяет исследовать волновые процессы, влияние внутреннего трения, высоконелинейное поведение систем и т.д.

В том случае, когда требованиями нормативной документации установлены пороговые значения частот колебаний исследуемого объекта (например на железнодорожном транспорте), проводится расчет собственных форм и частот колебаний. Однако при проектировании грузоподъемных машин большой интерес представляют данные о динамических процессах изменения напряжений и деформаций несущей металлоконструкции.

В основе моделирования динамической нагруженности металлоконструкции грузоподъемной машины лежит численное решение методом конечных элементов матричного дифференциального уравнения

$$[M\{u\}]\{\ddot{u}\} + [C\{u\}]\{\dot{u}\} + [K\{u\}]\{u\} = \{P(t)\},$$

где  $[M\{u\}]$  – матрица масс системы, характеризующая действие сил инерции,  $[C\{u\}]$  – матрица демпфирования системы, характеризующая диссипативные свойства системы,  $\{\ddot{u}\}, \{\dot{u}\}$  – вектора ускорений и скоростей элементов системы (узлов конечных элементов),

$\{P(t)\}$  – вектор внешних нагрузок (определяется с помощью много-массовых динамических моделей, на основе экспериментальных данных или из численных расчетов в специализированных программных комплексах).

Для исследования динамических процессов разработаны специальные варианты метода конечных элементов [13-16]. В промышленных пакетах реализованы алгоритмы анализа переходных процессов в условиях воздействия зависящих от времени нагрузок и алгоритмы анализа отклика конструкции на установившееся колебательное возбуждение.

В любом случае, задача сводится к системе линейных дифференциальных уравнений второго порядка, описывающей динамическое поведение конечноэлементной модели. Численное решение системы выполняется одним из вариантов метода Ньюмарка.

При этом различают прямой метод решения задачи и метод разложения по собственным формам. Первый метод заключается в прямом интегрировании системы уравнений. Вторым методом подразумевается преобразование узловых перемещений с целью разделения общей задачи на серию более простых (аналогичен методу главных координат при аналитическом решении динамических задач). Итоговое решение получается суммированием решений по всем формам колебаний.

### ***1.1.3. Оптимизация конфигурации грузоподъемной машины***

Метод конечных элементов может быть использован для оптимизации конфигурации деталей машин и элементов конструкций грузоподъемных машин [17-19].

На первом этапе строится исходная конечноэлементная модель исследуемого объекта. После численного анализа напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов определяются наименее нагруженные области конструкции. Программа оптимизации удаляет часть конечных элементов, лежащих в этих зонах.

Далее проводится новый расчет и удаляются конечные элементы с низкими напряжениями. Данный процесс многократно повторяется, пока напряжения в пределах всего объекта не будут распределены равномерно. В результате расчета получается оптимальная конструкция, обладающая наименьшим объемом и массой.

## 1.2. Методика расчета грузоподъемной машины методом конечных элементов

В основу разработанной методики анализа напряженно-деформированного состояния и нагруженности металлоконструкции крана-манипулятора методом конечных элементов легли исходные положения [3-5; 17; 20; 21].

### 1.2.1. Общий алгоритм расчета

На рис. 1.1 показана укрупненная схема расчета грузоподъемной машины методом конечных элементов. Алгоритм включает следующие этапы.

1. Создание базовой геометрической модели.
2. Создание конечноэлементной сетки (сеточной модели).
3. Определение свойств материала (обычно используется линейная изотропная модель).
4. Определение свойств конечных элементов.
5. Определение кинематических граничных условий (закреплений модели в узлах или по геометрическим объектам).
6. Определение силовых граничных условий (внешних нагрузок, силовых полей, температуры).
7. Настройка параметров нелинейного расчета (если требуется).
8. Настройка решателя (выбор типа расчета, выбор граничных условий, определение параметров расчета).
9. Расчет конструкции.
10. Чтение результатов расчета (получение доступа к файлам с результатами и передача информации в постпроцессор).
11. Просмотр результатов (построение изолиний, графиков, создание отчетов, сохранение информации в файлы).
12. Анализ результатов.
13. В случае сбоя расчета или получении некорректных результатов следует проверить параметры созданной конечноэлементной модели и повторить расчет. Если внесенные изменения не приводят к получению точного решения следует построить новую модель. Основные ошибки и методы их исправления приведены в прил. 1.

Приведенный алгоритм остается неизменным при выполнении расчетов в любом промышленном программном комплексе конечно-элементного анализа.

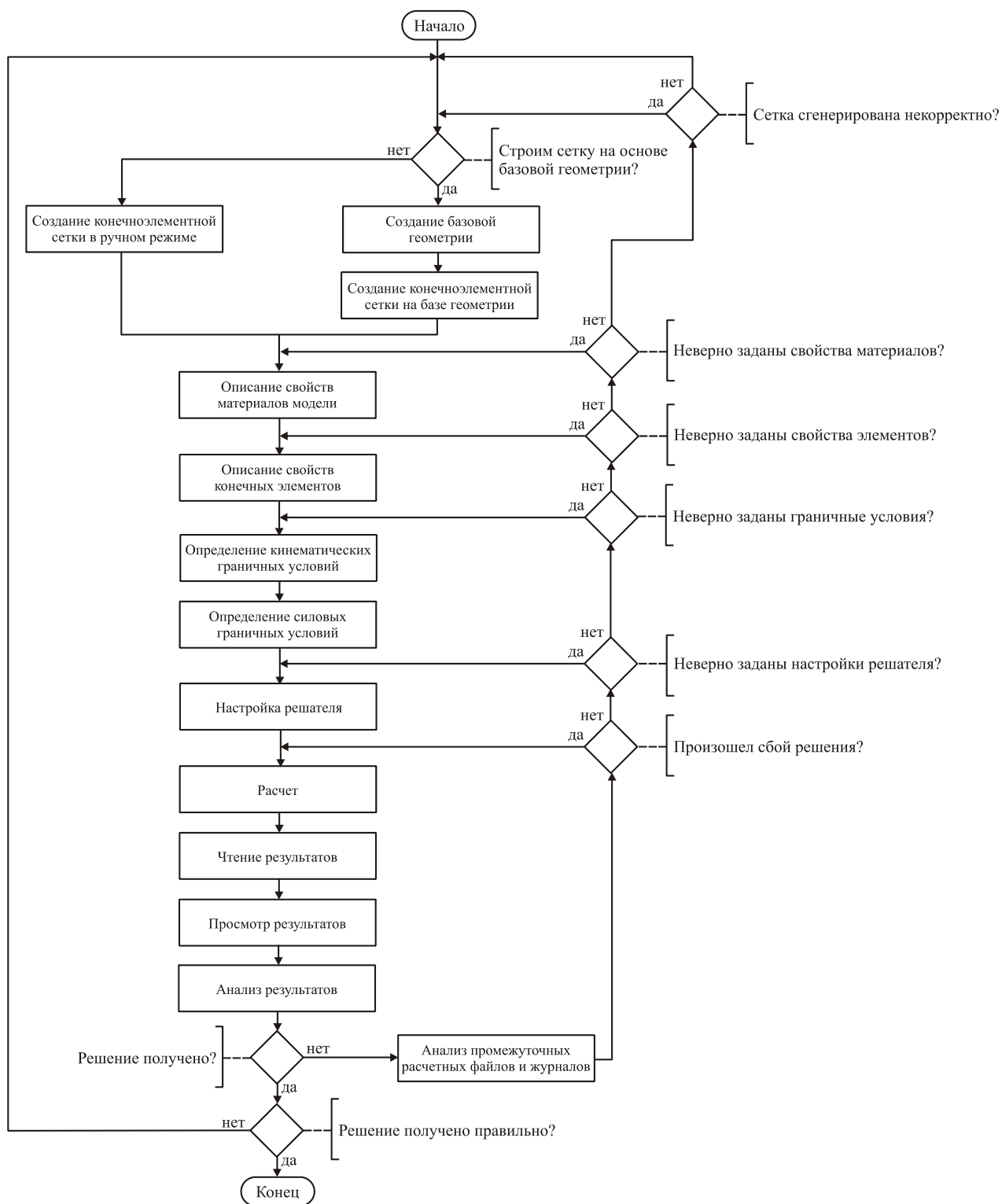


Рис. 1.1. Укрупненная блок-схема алгоритма конечноэлементного расчета

### 1.2.2. Создание базовой геометрии

На рис. 1.2 показана блок-схема алгоритма построения базовой геометрической модели. Базовая геометрическая модель может быть создана как в пакете конечноэлементного анализа, так и в специализированном редакторе твердотельного моделирования.

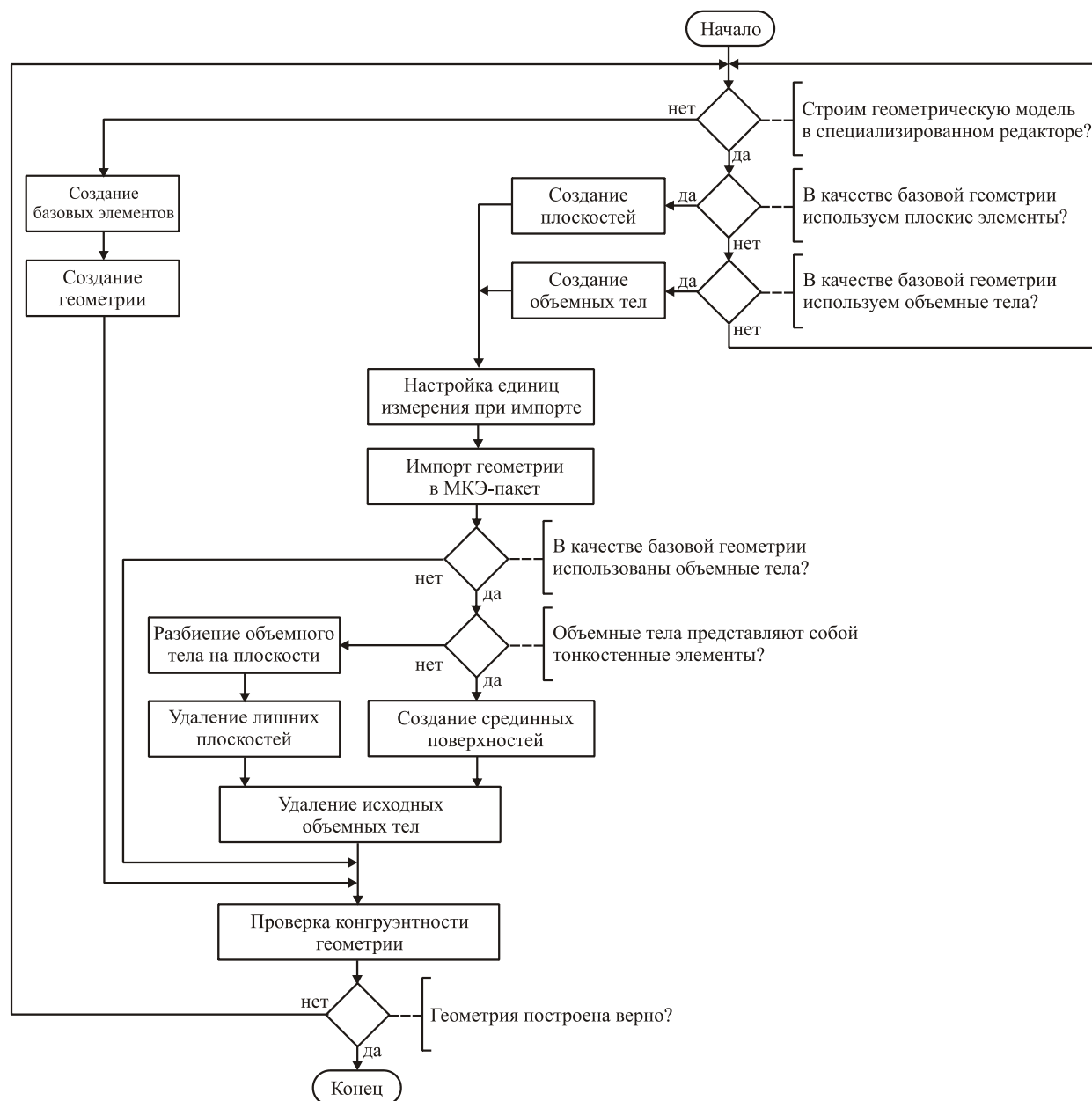


Рис. 1.2. Блок-схема алгоритма построения базовой геометрической модели

Если металлоконструкция грузоподъемной машины является тонкостенной, то ее геометрическая модель набирается из поверхностей, построенных на основе образующих линий. Следует отметить, что построение геометрической модели внутренними средствами пакета конечноэлементного анализа наиболее трудоемко.

Поэтому рекомендуется использовать специализированный редактор, в котором строится геометрическая модель, состоящая из поверхностей нулевой толщины. К сожалению, такие поверхности поддерживаются не всеми редакторами. В этом случае строится объемная геометрическая модель.

Если для расчета грузоподъемной машины будут использованы стержневые конечные элементы, то базовую геометрию целесообразно строить с помощью встроенных средств пакета конечноэлементного анализа.

После создания геометрической модели проводится ее экспорт в пакет конечноэлементного анализа. При импорте необходимо обеспечить совпадение настроек единиц измерения во взаимодействующих программных пакетах. Это гарантирует соблюдение в базовой геометрической модели реальных размеров конструкции.

После импорта выполняется преобразование объемных тел в набор поверхностей. Если объемные тела представляют собой объемные тонкостенные элементы, то строятся их срединные поверхности, которые образуют базовую геометрическую модель. В противном случае объемное тело подвергается декомпозиции (разбиению на поверхности, ограничивающие его объем) с последующим удалением лишних поверхностей. После преобразования исходные объемные тела удаляются.

Перед созданием сетки конечных элементов из геометрической модели исключаются объекты, приводящие к усложнению модели, но существенно не влияющие на результаты расчета. В том числе: технологические отверстия для установки крепежных элементов, направляющие устройства для закрепления электрических кабелей и трубопроводов гидравлической системы крана, недеформируемые элементы и т.д.

При сложившихся принципах работы на крупных промышленных предприятиях геометрические и конечноэлементные модели одного объекта строят сотрудники различных структурных подразделений. В связи с этим при расчетах возникают ошибки.

Для конструктора достаточно воспроизвести внешний облик объекта в твердотельной геометрической модели. При этом не важно, каким образом была построена модель. Однако у инженера-прочниста могут возникнуть проблемы при разбиении данной модели на конечные элементы. Поэтому геометрические модели не должны иметь дефектов. Рассмотрим ряд типичных ошибок.

При построении поверхностных моделей при стыковке составляющие поверхности могут не плотно прилегать друг к другу. В этом случае образуется зазор с шириной, много меньшей, чем размер объекта. На экране компьютера оба варианта будут выглядеть одинаково (рис. 1.3 а). Здесь стыкуются плоскости П1 и П2.



Однако при большом увеличении (рис. 1.3 б) зазор будет виден. При разбиении этой геометрической модели в конечноэлементной сетке возникнет разрыв, что приведет к искажению результатов расчета. Кроме этого, не будет обеспечено совпадение узлов конечных элементов на стыкуемых плоскостях, что усложнит исправление конечноэлементной сетки. Пример правильного построения показан на рис. 1.3 в, в этом случае будет построена равномерная конечноэлементная сетка без разрывов.

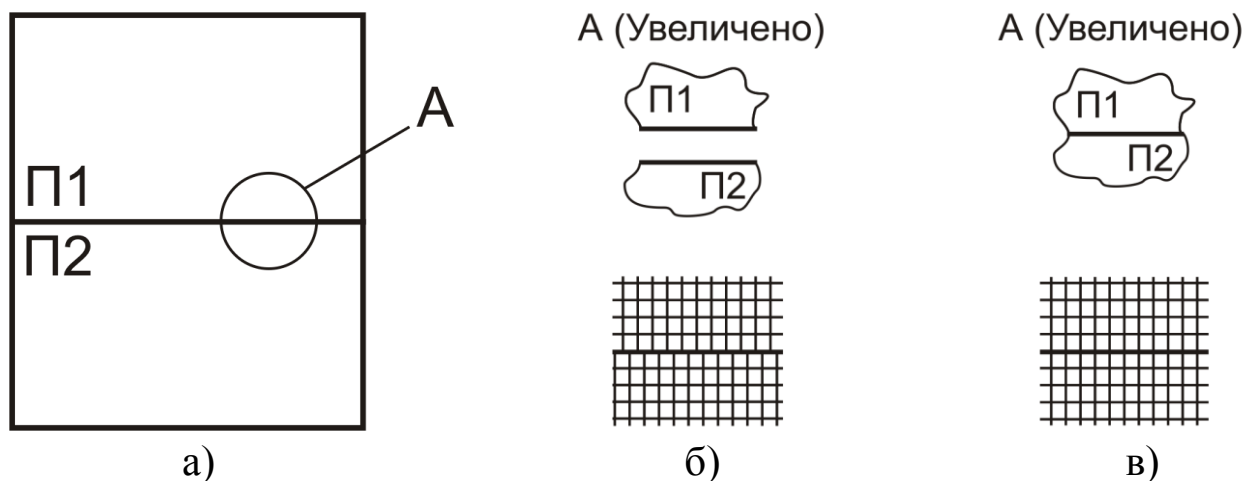


Рис. 1.3. Разрыв в геометрической модели:  
 а – стыкуемые объекты; б – неправильное построение;  
 в – правильное построение

Проследим последствия наличия разрыва на примере расчета тонкостенной балки коробчатого сечения, нагруженной вертикальной изгибающей силой (рис. 1.4 а). При наличии зазоров вдоль граней АВ и CD будут получены ошибочные результаты (рис. 1.4 б). Результаты расчета для правильной модели показаны на рис. 1.4 в.

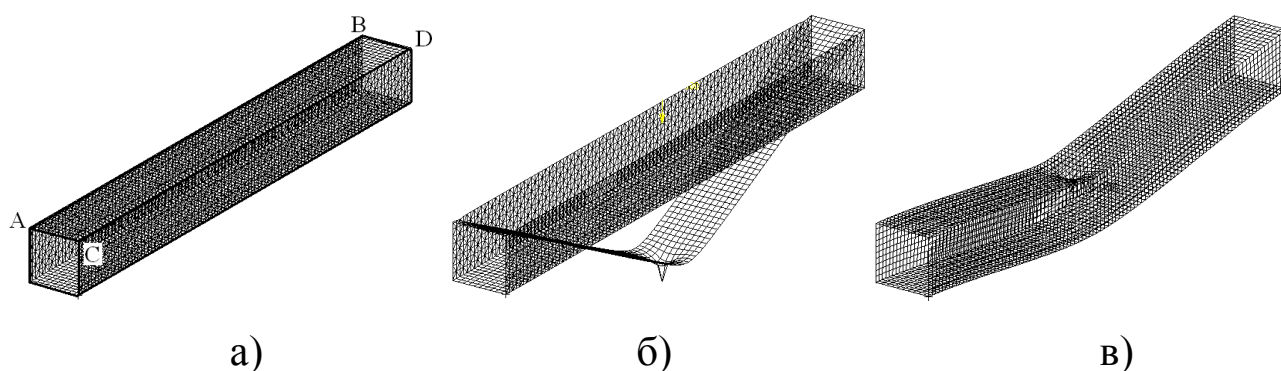


Рис. 1.4. Последствия разрыва конечноэлементной сетки:  
 а – расчетная схема; б – деформации при наличии разрыва (прогиб только верхней плоскости); в – деформации правильной модели

При построении твердотельных геометрических моделей в виде сборок одни элементы объекта могут проникать в другие (рис. 1.5 б). Здесь верхняя часть сборки проникает в нижнюю.

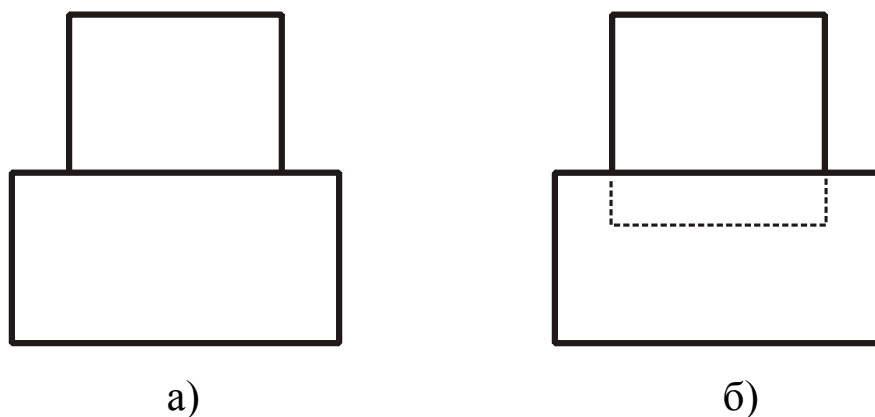


Рис. 1.5. Последствия разрыва конечноэлементной сетки:  
а – правильная модель; б – модель с проникновением

При построении конечноэлементных моделей конечные элементы верхней части окажутся наложенными на конечные элементы нижней части. Это приведет к локальному увеличению жесткости конечноэлементной сетки. Кроме этого, будет невозможно корректно сшить конечные элементы в зоне стыка. Здесь возникнут искусственные концентраторы напряжений в виде изломов.

### ***1.2.3. Создание конечноэлементной сетки***

На основе базовой геометрической модели строится конечноэлементная сетка (сеточная модель). На рис. 1.6 приведена блок-схема алгоритма построения конечноэлементной сетки.

Перед созданием сетки задается густота разбивки на сложных участках геометрической модели (в областях стыка элементов стрелы, местах присоединения гидроцилиндров, рядом с ребрами жесткости и цилиндрическими поверхностями).

Задание густоты разбивки позволяет совместить конечноэлементные сетки на различных элементах базовой геометрии, что особенно важно при расчетах тонкостенных конструкций.

Построенная сетка проверяется на наличие дефектов. При необходимости проводится ручная доработка сетки.

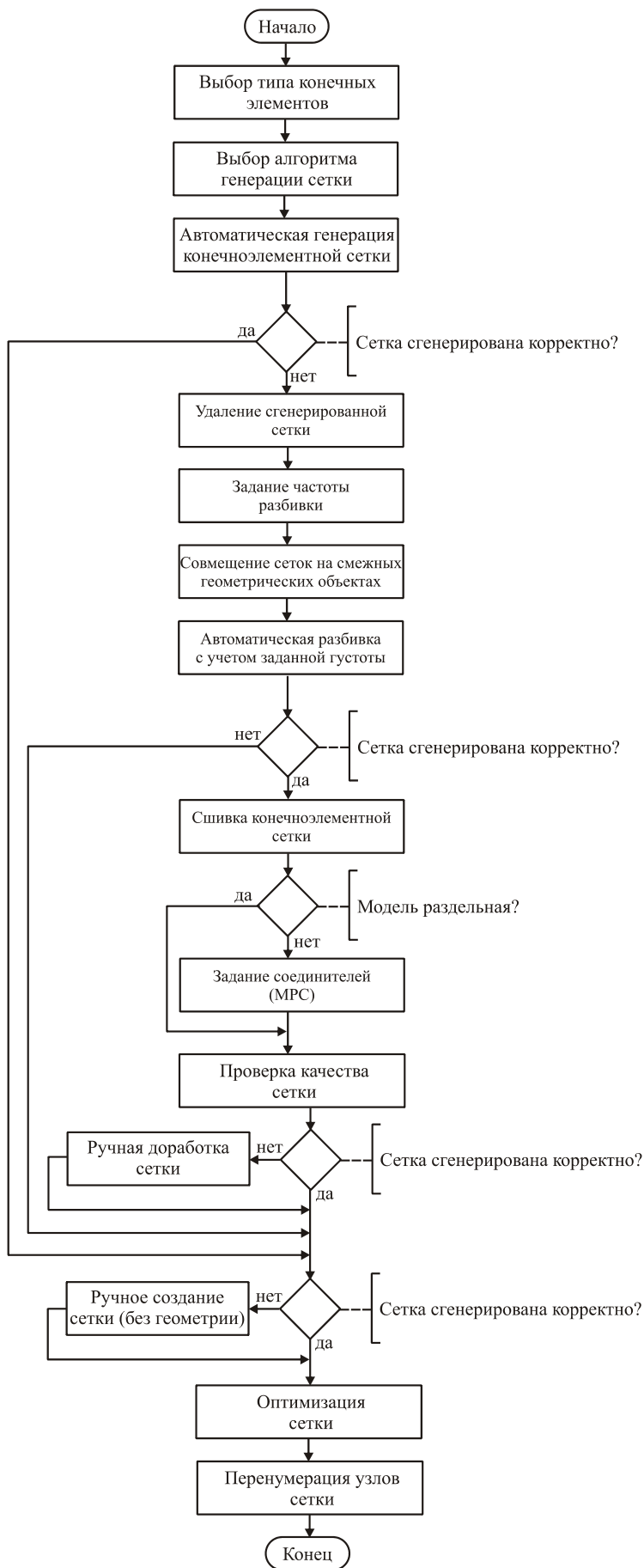


Рис. 1.6. Блок-схема алгоритма построения конечноэлементной сетки

### 1.2.4. Ручная доработка и оптимизация конечноэлементной сетки

Выше были рассмотрены стандартные этапы построения конечноэлементной модели инженерного объекта. Однако практика расчета грузоподъемных машин показала, что для получения точных результатов необходимо выполнить ручную доработку конечноэлементной сетки.

Конечные элементы, линейные размеры которых в различных направлениях существенно различаются (в 3-5 и более раз), называются вырожденными. Вырожденные элементы формируются автоматическими алгоритмами построения конечноэлементной сетки на основе базовой геометрии в областях сопряжения сложных геометрических примитивов (рис. 1.7).

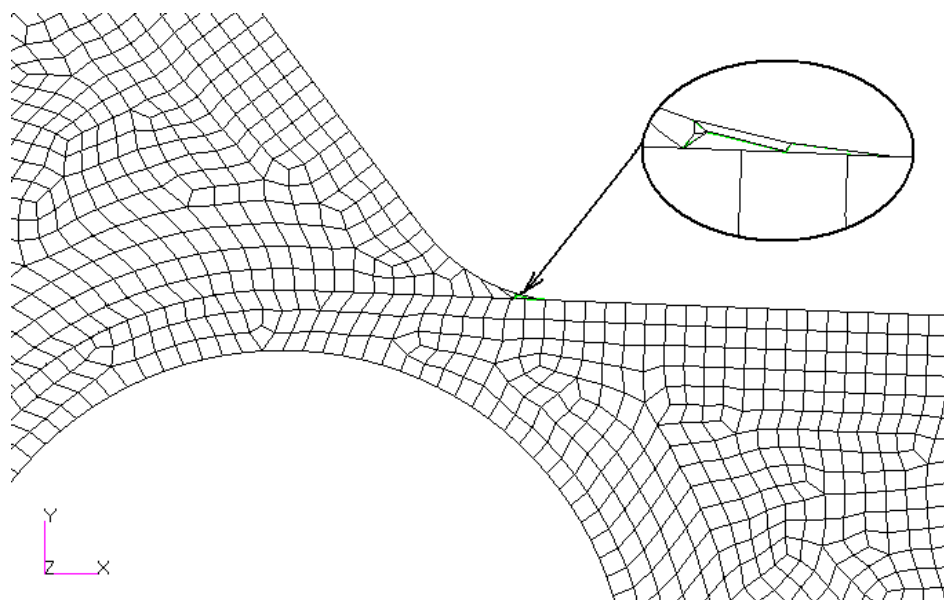


Рис. 1.7. Вырожденные конечные элементы в зоне перехода от боковой стенки рычага к боковой стенке основной части рукоятки крана-манипулятора

Эти вырожденные конечные элементы являются искусственными концентраторами напряжений. Их наличие в модели приводит к завышенной оценке максимальных уровней напряжений, что вызывает избыточное увеличение массы конструкции.

Для устранения их негативного влияния следует вручную удалить вырожденные конечные элементы и заменить их на конечные элементы с пропорциональными размерами. Исправленная сетка для примера, приведенного на рис. 1.7, показана на (рис. 1.8).



Рис. 1.8. Исправление конечноэлементной сетки:  
а – вырожденные элементы удалены; б – исправленная сетка

Ручная доработка сетки требуется при объединении конечноэлементных сеток, построенных на трех и более смежных плоскостях. Такие задачи приходится решать, например, при исследовании коробчатых балок с диафрагмами и ребрами жесткости. Это необходимо в тех случаях, когда принадлежащие к разным плоскостям узлы конечных элементов не совпадают на стыке плоскостей (рис. 1.9). При совпадении узлов сетку можно объединить автоматическим инструментом программного пакета.

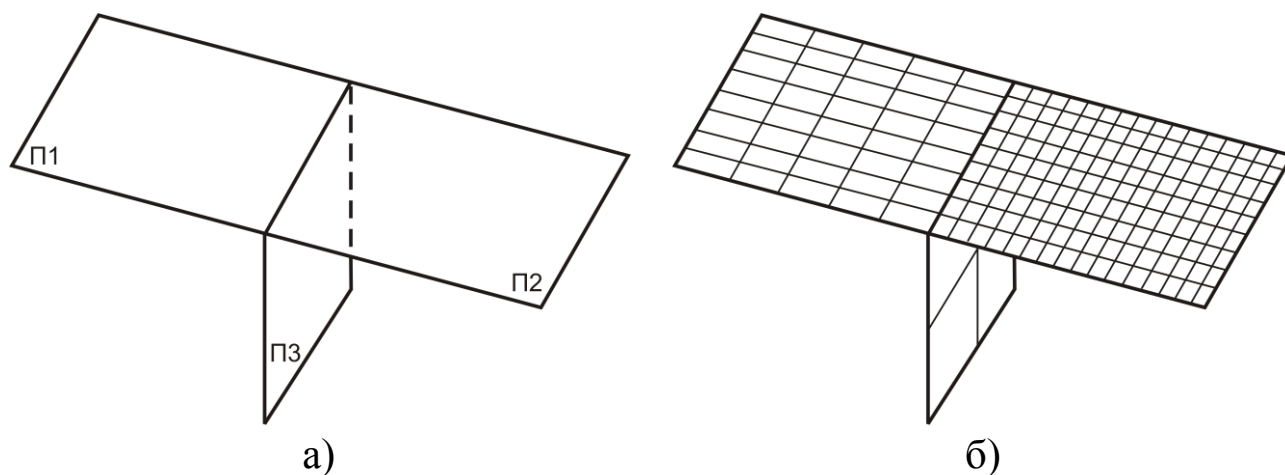


Рис. 1.9. Стыковка трех плоскостей:  
а – внешний вид; б – сетка с конечными элементами

Стыковка трех поверхностей выполняется в следующем порядке. Сначала стыкуются две плоскости, потом к ним пристыковывается третья плоскость. Стыковка заключается в удалении конечных эле-

ментов одной из стыкуемых плоскостей, прилежащих к разделяющей стыкуемые плоскости линии. После этого строятся новые конечные элементы, опирающиеся на узлы второй плоскости, прилежащие к линии раздела, и узлы первой плоскости, освобожденные после удаления части конечных элементов. Стыковка третьей плоскости выполняется аналогично.

Для упрощения стыковки следует выполнять следующее правило. При стыковке нескольких геометрических элементов необходимо, чтобы к каждой точке, образующей грани элемента, подходили линии, разделяющие каждый из стыкуемых элементов.

При стыковании конечноэлементной сетки на сопрягаемых поверхностях более сложной конфигурации полезен следующий алгоритм (см. рис. 1.10). Сначала создается дополнительная кривая, лежащая на пересечении сопрягаемых плоскостей. Вдоль нее с помощью встроенного инструмента программного комплекса задается густота конечноэлементной сетки (количество или размер конечных элементов). Потом эта кривая привязывается к одной из сопрягаемых поверхностей с помощью встроенного инструмента ассоциации геометрических элементов и выполняется разбиение сопрягаемой поверхности. Далее кривая отвязывается от первой поверхности и привязывается ко второй сопрягаемой поверхности, после чего выполняется ее разбиение на конечные элементы.

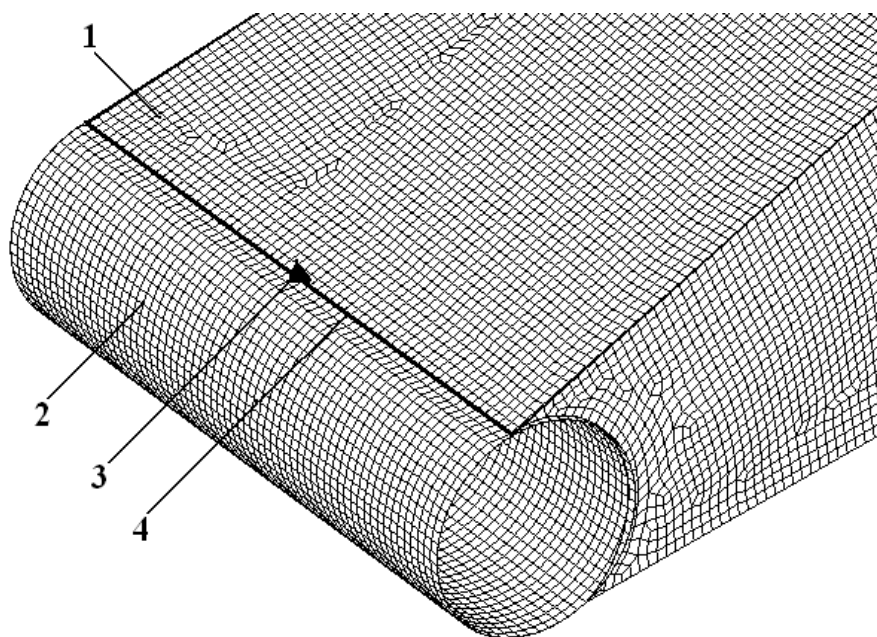


Рис. 1.10. Стыковка сложных поверхностей:  
1, 2 – сопрягаемые поверхности; 3 – маркер ассоциации элементов;  
4 – дополнительная кривая

### 1.3. Модели элементов грузоподъемной машины

Во многих случаях, несущая металлоконструкция грузоподъемной машины состоит не только из стальных деталей, соединенных между собой различными соединениями. Она может включать гидроцилиндры, шарниры и другие элементы, воспринимающие внешние нагрузки. В связи с этим возникает необходимость построения адекватных конечноэлементных моделей этих элементов.

#### 1.3.1. Модели гидроцилиндров

Гидроцилиндры предназначены для изменения конфигурации стрел стреловых кранов. В автомобильных кранах они предназначены для изменения вылета и выдвижения телескопических секций. В кранах-манипуляторах гидроцилиндры вращают звенья относительно осей опорных шарниров.

При расчетах крана с помощью МКЭ гидроцилиндр можно заменить стержнем с эквивалентной жесткостью. Однако это не позволит исследовать напряженно-деформированное состояние самого гидроцилиндра. Кроме этого, определение эквивалентной жесткости при переходе от сложной конструктивной схемы к стержню (набору линейных конечных элементов) является не тривиальной задачей. Ниже предложены две конечноэлементные модели гидроцилиндров.

**Объемная модель** состоит из объемных конечных элементов (четырехузловых тетраэдров). Модель точно воспроизводит условия работы гидроцилиндра. Шток опирается на рабочую жидкость, которая в свою очередь взаимодействует с корпусом. Корпус состоит из двух частей (рис. 1.11): основной части с проушиной и втулкой, и головной части с крышкой. Граница между частями совпадает с крайним положением поршня. Таким образом обеспечивается надежная сшивка конечных элементов, моделирующих рабочую жидкость и корпус гидроцилиндра. Объемная конечноэлементная модель показана на рис. 1.12.

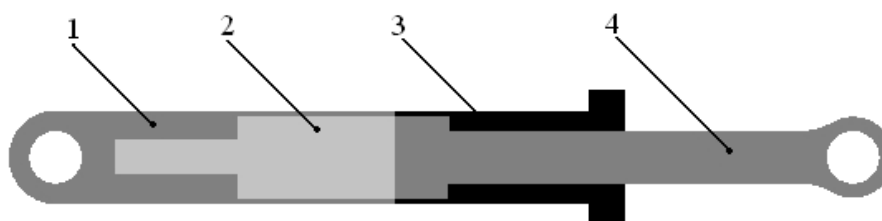


Рис. 1.11. Геометрическая модель гидроцилиндра:  
1 – основная часть корпуса; 2 – рабочая жидкость;  
3 – головная часть корпуса; 4 – шток

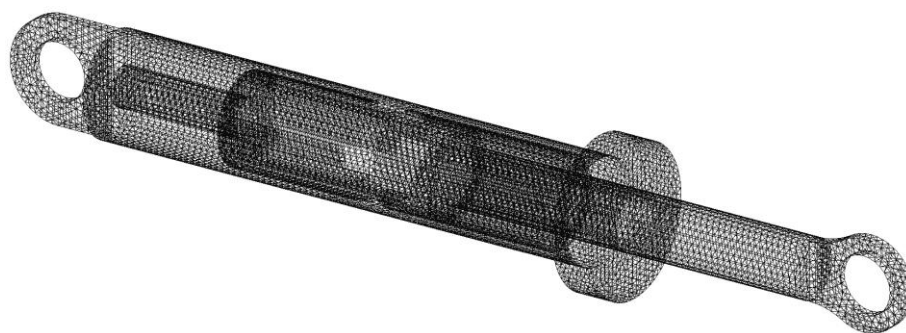


Рис. 1.12. Объемная конечноэлементная модель гидроцилиндра

Объемные конечные элементы имеют 3 линейных степени свободы в каждом узле. В свою очередь, тонкостенная конструкция стрелы крана-манипулятора моделируется плоскими конечными элементами, имеющими 6 степеней свободы (3 линейных и 3 угловых). Поэтому для включения данной модели гидроцилиндра в полную модель крана-манипулятора необходимо выполнить преобразование степеней свободы. Для этого используются специальные конечные элементы, применение которых повышает вероятность ошибки.

**Плоская модель (упрощенная).** Состоит из плоских четырехузловых конечных элементов, моделирующих поведение оболочек. Рабочая жидкость моделируется тонким кольцом, соединяющим поршень и корпус. Кольцо имеет ширину, равную половине толщины стенки гидроцилиндра в районе рабочей камеры. Толщина конечных элементов принимается равной расстоянию от штока до нижней плоскости рабочей камеры гидроцилиндра. Жесткостные и диссипативные свойства кольца эквивалентны свойствам объема рабочей жидкости [22]. Плоская конечноэлементная модель показана на рис. 1.13.

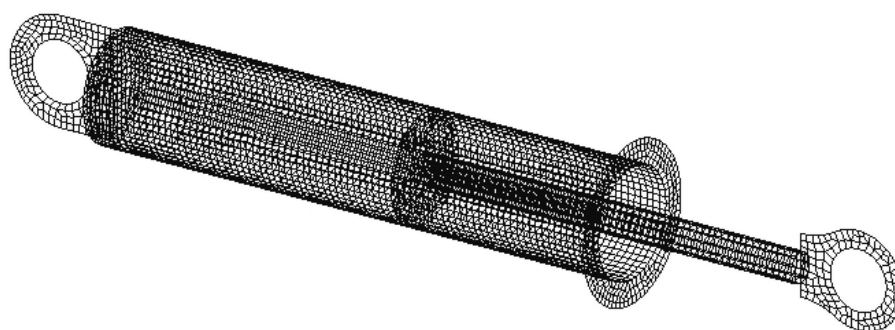


Рис. 1.13. Плоская конечноэлементная модель гидроцилиндра

Модели не учитывают статические напряжения в элементах гидроцилиндра, вызванные воздействием внутреннего давления рабочей жидкости. Однако учитывается его влияние на модуль объемной уп-



ругости рабочей среды. Таким образом, оценивается динамическая составляющая нагруженности гидроцилиндра, важная при исследовании динамики крана-манипулятора в целом.

Проведен сравнительный анализ с целью выбора наиболее эффективной модели, позволяющей снизить вычислительные затраты при сохранении требуемой точности расчета.

С использованием каждой модели выполнены следующие тестовые расчеты: линейный статический расчет, определение собственных частот и форм колебаний, анализ динамического отклика системы на внешнее воздействие (Transient Response Analysis). Гидроцилиндр закреплен по внутренней поверхности проушины корпуса.

К проушине штока приложено тестовое сжимающее усилие величиной 1 Н. Результаты расчета сведены в табл. 1.1. Распределения эквивалентных напряжений в гидроцилиндре показаны на рис. 1.14 и рис. 1.15. Результаты подтверждаются аналитическими расчетами [23].

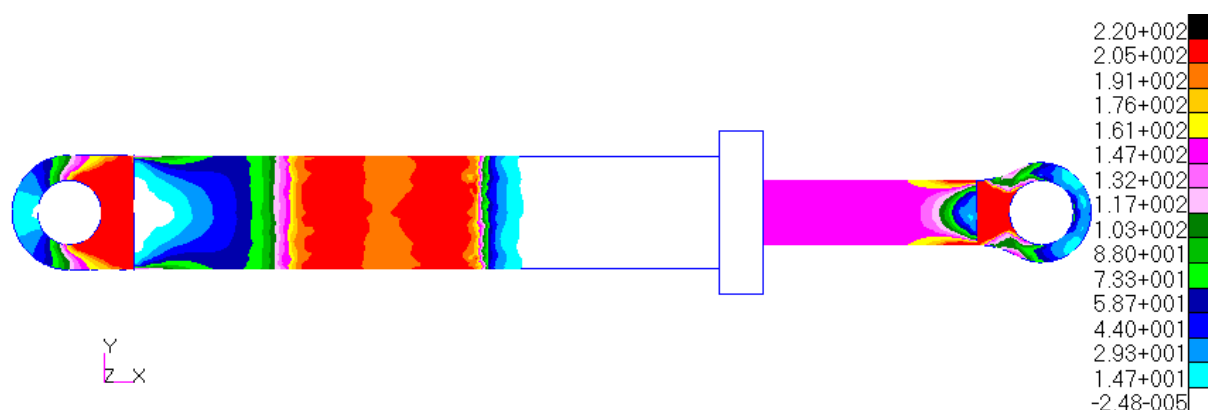


Рис. 1.14. Эквивалентные напряжения по объемной модели, Па

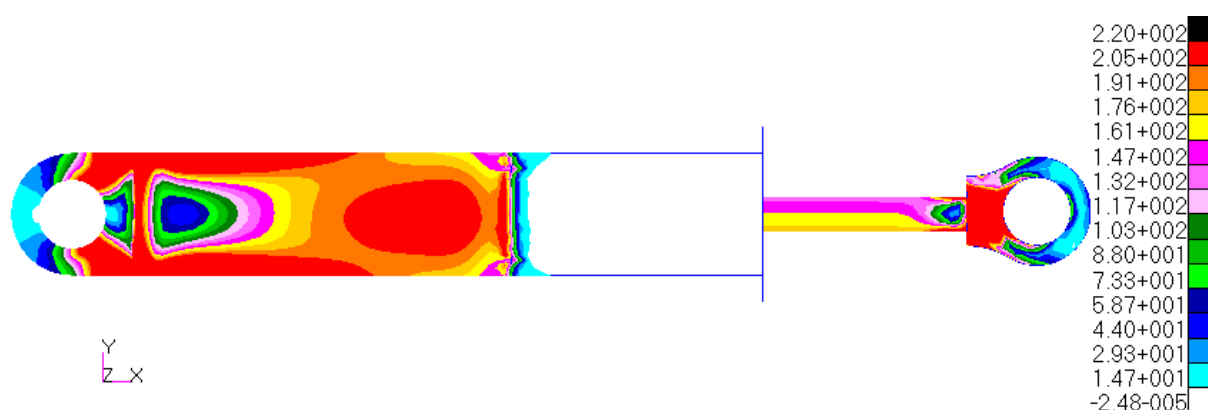


Рис. 1.15. Эквивалентные напряжения по плоской модели, Па

Таблица 1.1

Сравнение результатов расчета по различным моделям

Модель	Эквивалентные напряжения в характерных зонах, Па			Собственные частоты	Время расчета (процессорное), с		
	Корпус	Поршень	Шток		Статика	Частоты	Динамика
Объемная	190...210	160...200	140...160	16, 56, 170, 184, 309	123,7	89,6	319,5
Плоская	200...220	140...160	140...160	14, 54, 150, 164, 298	14,7	13,6	57,1
Аналитика [23]	212	157	155	15,8; 55,6	–	–	–

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы. Применение плоской модели позволяет сократить время расчета в 7...8 раз. При этом результаты расчета напряженно-деформированного состояния гидроцилиндра существенно не изменяются (погрешность не превышает 5%). Погрешность в определении собственных частот составляет 10...15%.

### 1.3.2. Модели шарниров стрелы

В ходе исследования разработана модель шарнирного соединения элементов конструкции. Суть модели заключается в следующем. На каждом соединяемом звене в центре образующей окружности шарнира (рис. 1.16 а), добавляется дополнительный узел 1, не связанный с другими конечными элементами.

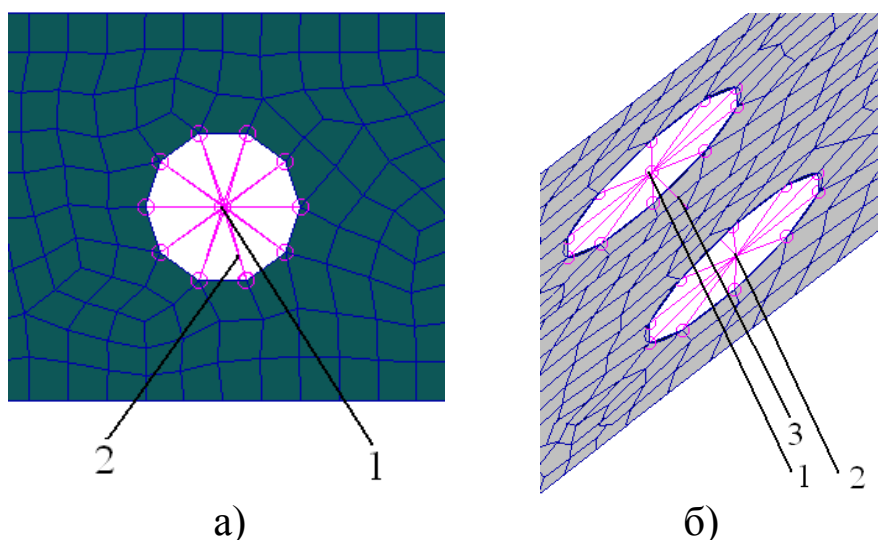


Рис. 1.16. Конечноэлементная модель шарнира:  
а – вид сбоку; б – вид в изометрии

Центральный узел связывается с узлами конечноэлементной сетки, лежащей на окружности, с помощью элементов 2, преобразующих степени свободы. Лежащим на окружности узлам разрешено свободно поворачиваться относительно оси шарнира, а другие перемещения зависят от перемещений центрального узла. Центральные узлы 1 и 2 (рис. 1.16 б) соединяются с помощью еще одного дополнительного элемента 3.

Разработанная модель прошла тестирование. Расчетная схема тестовой задачи показана на рис. 1.17. Усилие  $P=1$  Н, длина элемента конструкции  $l=1$  м. Сечение стержней прямоугольное шириной  $b=0,01$  м и высотой  $h=0,05$  м.

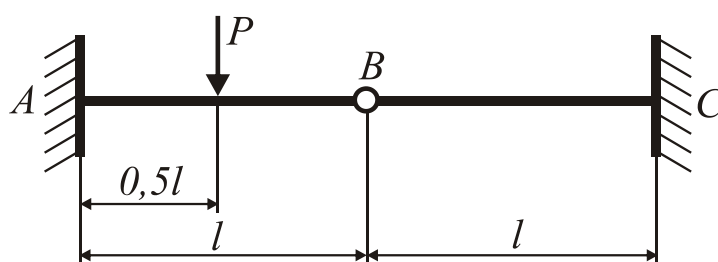


Рис. 1.17. Расчетная схема тестовой задачи

В качестве альтернативы рассматривалось жесткое соединение звеньев (без наличия шарнира). Для этого на узлах, лежащих на образующих окружностях шарниров, построены дополнительные прямоугольные конечные элементы с толщиной равной толщине соединяемых элементов.

С использованием каждой модели выполнены следующие тестовые расчеты: линейный статический расчет, определение собственных частот и форм колебаний, анализ динамического отклика системы на внешнее воздействие. Результаты статического расчета показаны на рис. 1.18 и 1.19. Результаты расчета сведены в табл. 1.2.

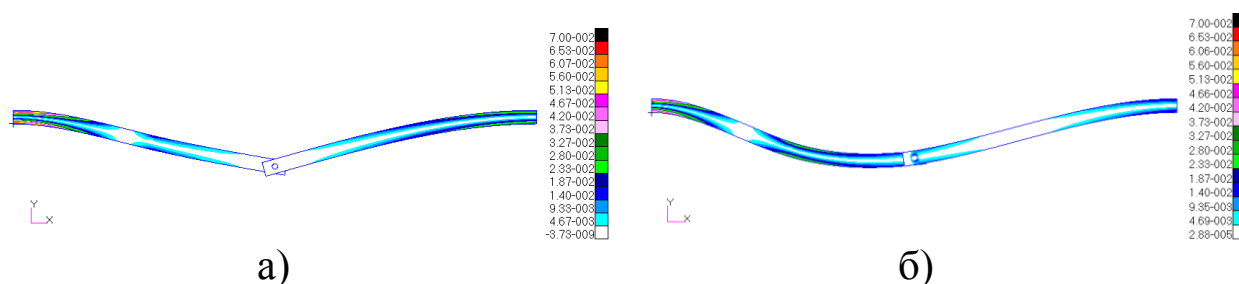


Рис. 1.18. Результаты расчета эквивалентных напряжений, МПа  
а – модель шарнира; б – жесткое соединение звеньев

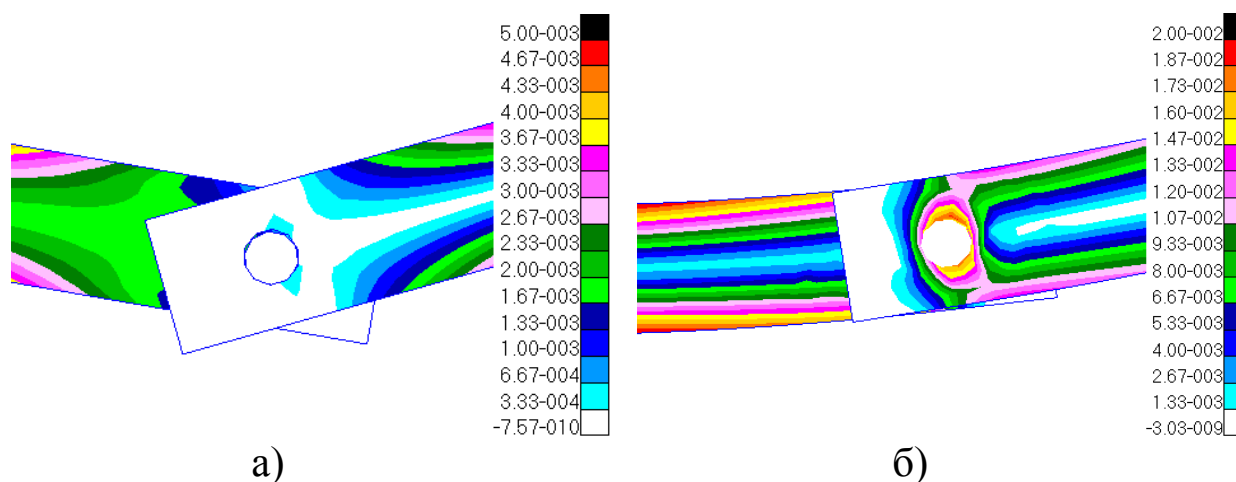


Рис. 1.19. Эквивалентные напряжения в области шарнира, МПа:  
 а – модель шарнира; б – жесткое соединение звеньев

Таблица 1.2

Сравнение результатов расчета по различным моделям

Модель	Эквивалентные напряжения в характерных зонах, МПа			Прогиб точки В, мм	Частоты $\times 10^{-5}$
	Точка А	Точка В	Точка С		
Предложенная модель шарнира	0,08	0,0005	0,028	0,002	1,3; 4,02; 4,35; 7,3; 12,9; 18,1
Жесткое соединение	0,07	0,014	0,023	0,0012	1,3; 4,3; 6,3; 7,2; 12,9; 17,8
Аналитическое решение	0,09	0	0,03	0,0019	1,3; 4,08

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы. Из рис. 1.18 и рис. 1.19 видно, что шарнирное соединение позволяет соединяемым звеньям свободно поворачиваться друг относительно друга. Это соответствует реальным условиям работы шарнира. Использование жесткого соединения вместо предлагаемой модели практически не оказывает влияния на точность расчета большей части собственных частот и форм колебаний (разница составляет не более 3%). Однако для некоторых частот (например, для третьей) погрешность достигает 30...50%. Существенная разница результатов отмечается при анализе напряженно-деформированного состояния. При использовании жесткого соединения погрешность в определении напряжений составляет 15...30%, а в определении прогибов достигает 70...90%. В то же время погрешность расчета с применением предлагаемой модели напряжений лежит в пределах 7...12%, прогибов – 3...5%.

## 1.4. МКЭ в планировании эксперимента

Научные положения, полученные с помощью новых математических моделей, методов и методик должны подтверждаться результатами эксперимента на натуральных образцах или моделях.

Для снижения трудоемкости экспериментальных исследований и снижения их стоимости рекомендуется выполнять предварительные расчеты напряженно-деформированного состояния конструкции методом конечных элементов.

По результатам расчета определяются наиболее опасные и наиболее важные с точки зрения научного интереса зоны конструкции, в которых устанавливаются измерительные датчики (чаще всего, тензорезисторы). Кроме этого, определяется ориентация тензорезистора на поверхности исследуемого объекта. Потому что для получения достоверных данных тензорезистор должен быть наклеен вдоль направления местных деформаций, или, другими словами, ось датчика должна совпадать с направлением действия главных напряжений.

Например, по результатам МКЭ-расчета литой рамы тележки определены зоны концентрации напряжений (рис. 1.20, рис. 1.21).

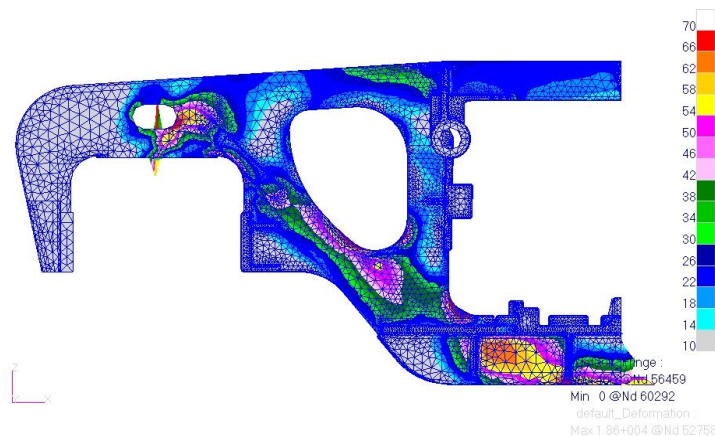


Рис. 1.20. Эквивалентные напряжения в раме, МПа

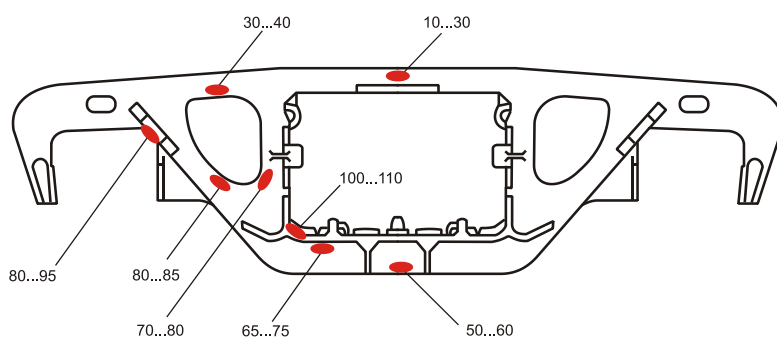


Рис. 1.21. Значения эквивалентных напряжения в наиболее опасных зонах рамы, МПа

На основе полученных результатов разработана схема установки тензорезисторов на поверхности рамы при испытаниях (рис. 1.22).

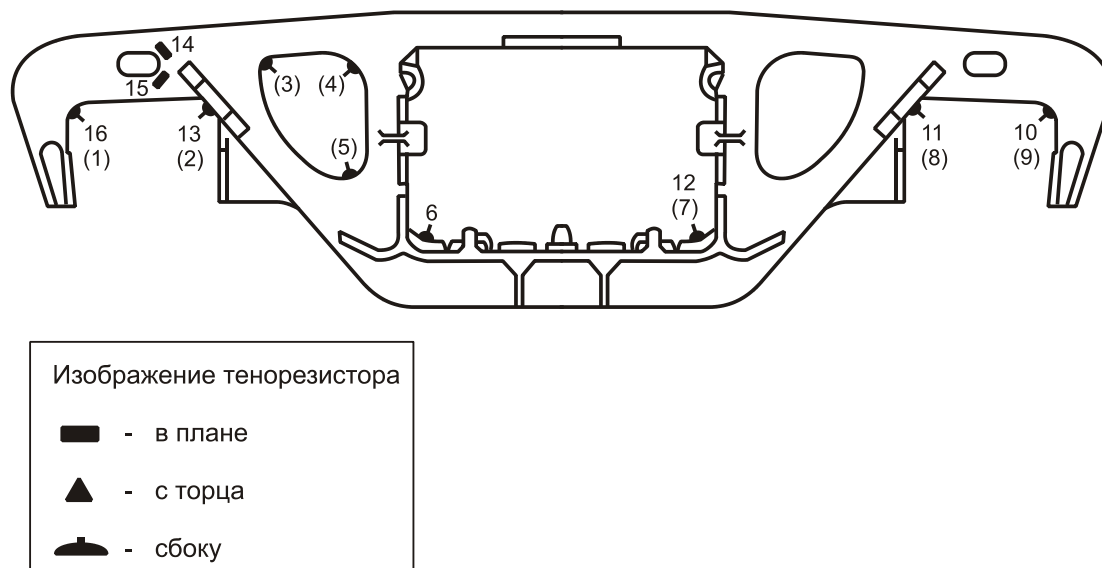


Рис. 1.22. Схема установки тензорезисторов

Тензорезисторы подключаются к измерительной системе. Для проведения экспериментальных исследований грузоподъемных машин разработана и протестирована измерительная система на базе двухместного портативного крейта LTR-EU-2-5 (рис. 1.23) производства ООО «Л-Кард» (г. Москва) [24]. Это малогабаритное многофункциональное конфигурируемое гальваноизолированное внешнее устройство с двумя встроенными интерфейсами USB 2.0 High Speed и Fast Ethernet (100BASE-TX). Крейт построен на базе сигнального процессора Blackfin ADSP-BF537. В крейте установлены два модуля с АЦП для обработки сигналов LTR-212 и LTR-114 [24; 25].



Рис. 1.23. Крейт LTR-EU-2-5

С одной стороны к крейту через USB-интерфейс подключен ноутбук с установленным программным обеспечением для обработки результатов эксперимента «Lgraph2», с другой – сигнальные линии, ведущие к первичным измерительным преобразователям (датчикам и мостовым схемам).

Специализированный модуль LTR-212 предназначен для подключения полумостовых и мостовых тензодатчиков сопротивлением от 100 Ом до 1 кОм и точного измерения напряжения разбалансировки [24; 25]. К данному модулю подключаются мостовые измерительные схемы. Как правило, наибольший вклад в величину действующих в металлоконструкции грузоподъемной машины напряжений вносят изгибные деформации. Поэтому используется схема установки датчиков мостовой измерительной схемы, приведенная на рис. 1.24. Данная схема установки датчиков термокомпенсирована, температурная погрешность кабеля исключена.

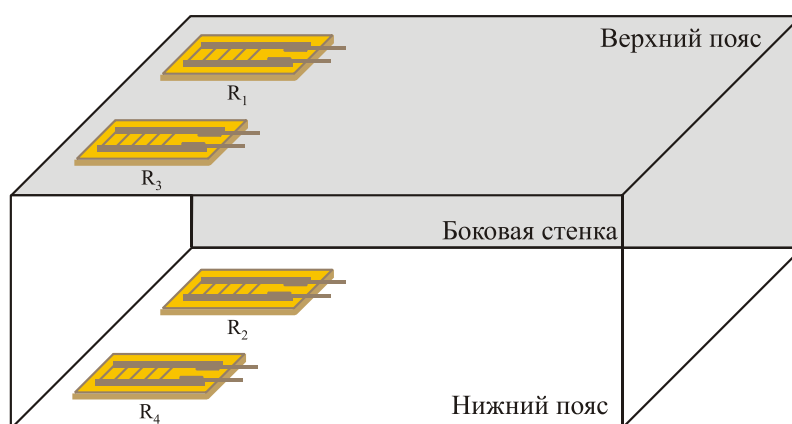


Рис. 1.24. Установка датчиков мостовой измерительной схемы на звеньях крана-манипулятора

Универсальный прецизионный модуль АЦП с последовательным опросом каналов LTR-114 предназначен для прецизионной оцифровки сигналов. К данному модулю подключаются одиночные тензодатчики [24; 25].

Внешний вид измерительной системы (без подключенных датчиков) представлен на рис. 1.25. Крейт 1 с подключенными к пользовательским разъемам его модулей синфазными фильтрами 2 и 3 запитан через кабель 4 и внешний сетевой адаптер 5 и передает данные по USB-кабелю 6 на нетбук 7, запитанный через внешний сетевой адаптер 8. Электропотребители подключены к источнику бесперебойного питания 9, запитанному через сетевой кабель 10 от розетки 220 В.

Общая схема модулей измерительной системы показана на рис. 1.26.



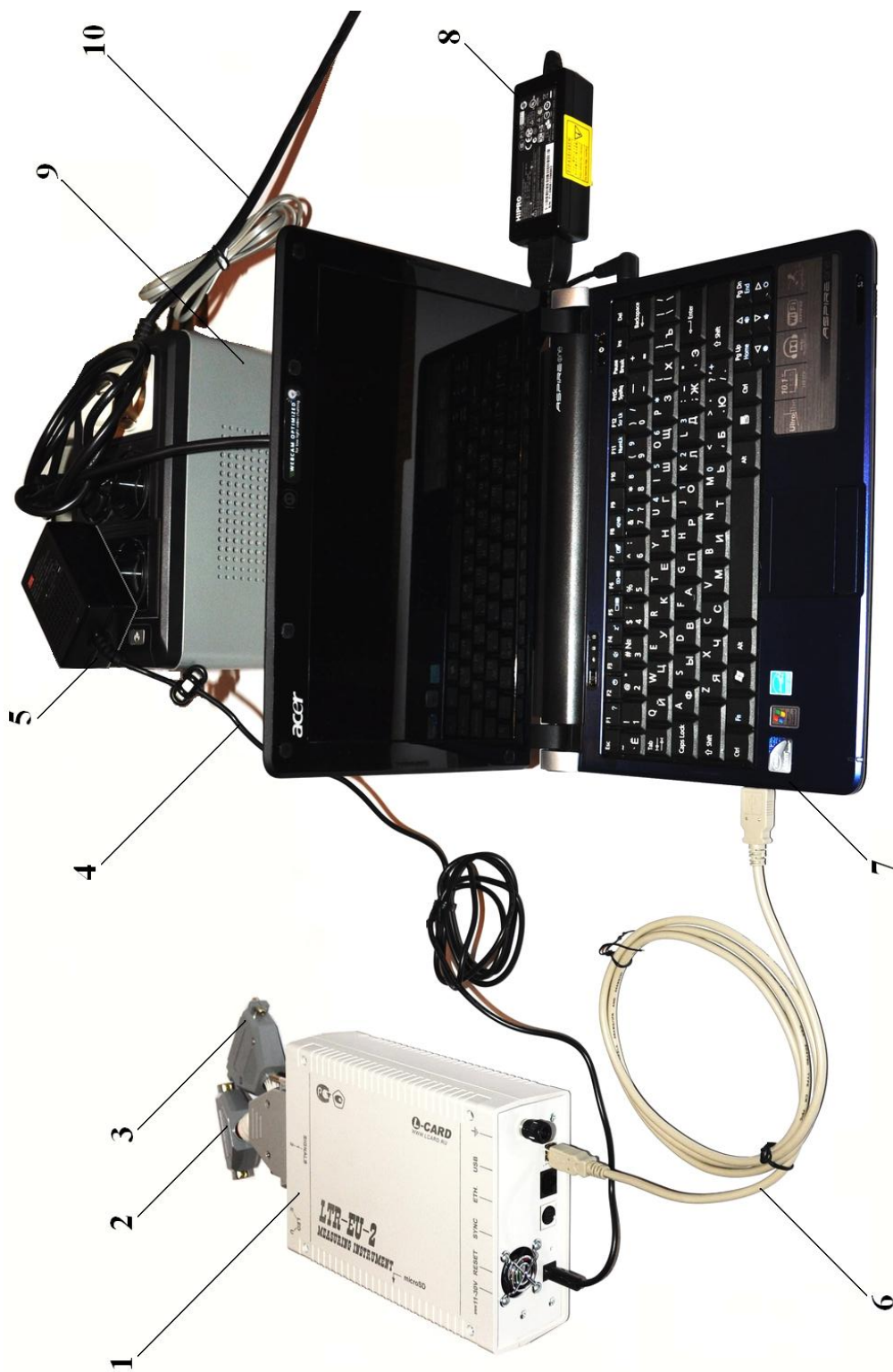


Рис.1.25. Внешний вид измерительной системы:

- 1 – крейт LTR-EU-2; 2 – синфазный фильтр, подключенный к модулю LTR-212;
- 3 – синфазный фильтр, подключенный к модулю LTR-114; 4 – кабель питания крейта;
- 5 – внешний сетевой адаптер крейта; 6 – USB-кабель; 7 – нетбук Acer Aspire One; 8 – внешний сетевой адаптер ноутбука; 9 – источник бесперебойного питания; 10 – сетевой кабель



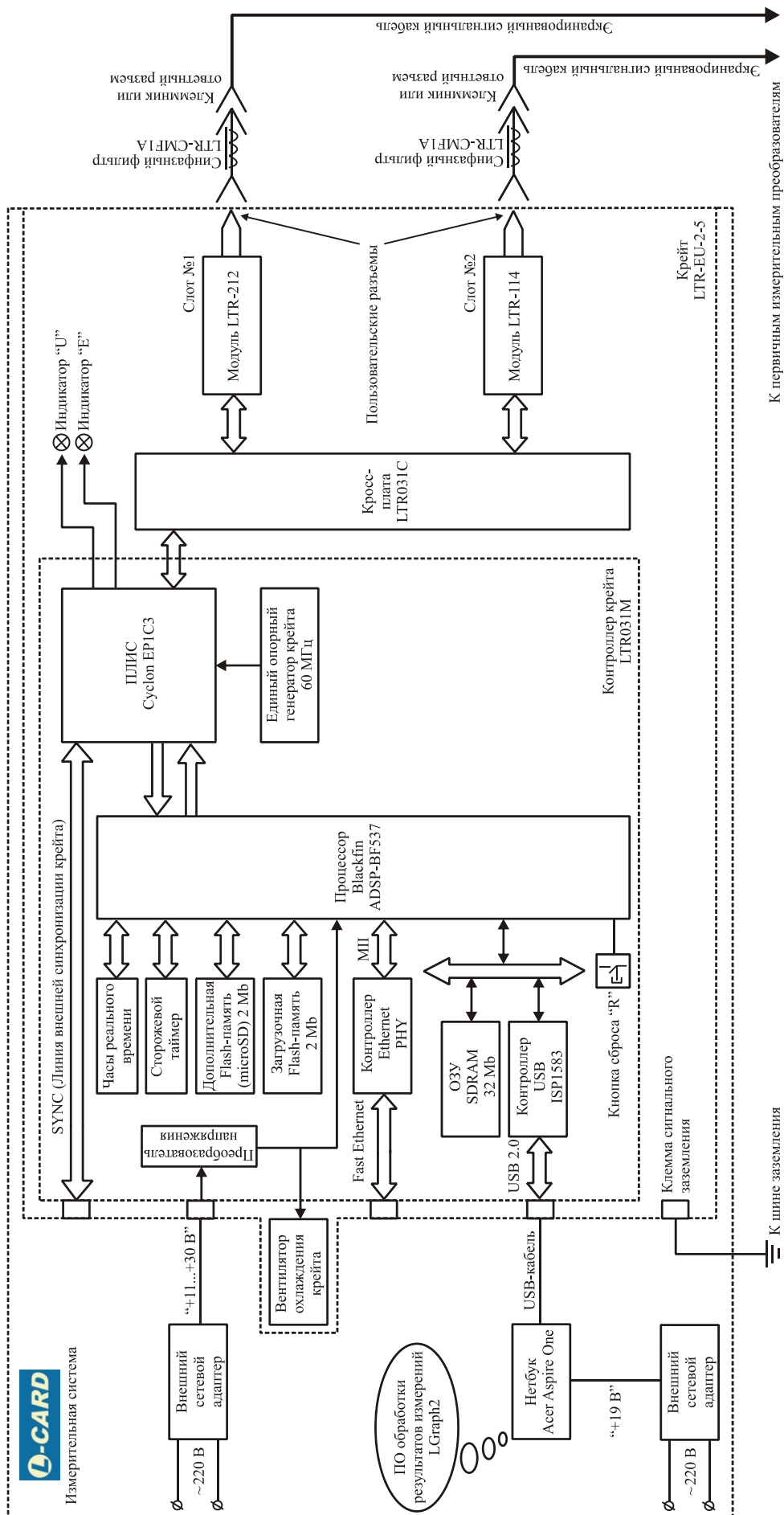


Рис.1.26. Схема измерительной системы

## ГЛАВА 2.

### РАСЧЕТ ТРЕХЗВЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА

Краны-манипуляторы нашли широкое применение в строительстве, газо- и нефтедобывающей отраслях, лесной и металлообрабатывающей промышленности, в сельском хозяйстве и дорожном строительстве. Технологическая машина на колесном или гусеничном ходу, оснащенная краном-манипулятором, выполняет работу сразу двух машин – транспортного средства и грузоподъемного крана. В развитых странах более 20% грузовых автомобилей оснащены кранами-манипуляторами. В связи с широкой номенклатурой перемещаемых грузов предложены и применяются на практике разнообразные кинематические схемы краново-манипуляционной установки. Поэтому результаты теоретических и прикладных исследований, направленных на повышение эффективности использования данного вида грузоподъемного оборудования, в настоящее время востребованы отечественной промышленностью.

В главе рассмотрены вопросы расчета несущей металлоконструкции крана-манипулятора методом конечных элементов. Основные результаты этих исследований изложены в работах [7; 8; 26-28].

Применение МКЭ показано на примере крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А производства ЗАО «Дизель-Ремонт» (г. Брянск). Машина оснащена трехзвенным гидравлическим краном-манипулятором (рис. 2.1).

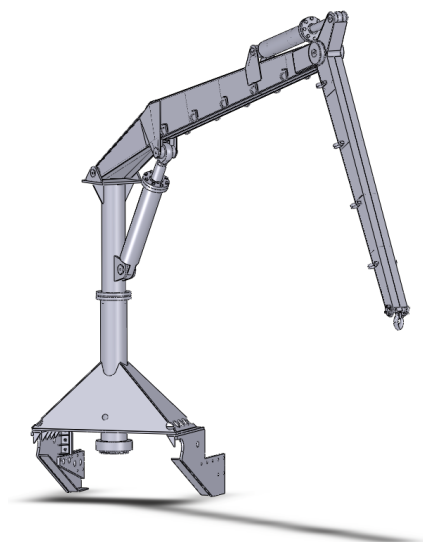


Рис. 2.1. Кран-манипулятор машины АСТ-4-А

Кран-манипулятор с поворотной стрелой предназначен для подъема и перемещения палатки сварщика в зону сварки труб большого диаметра. Палатка сварщика накрывает стык и предотвращает вредное воздействие окружающей среды на сварной шов. На стреле манипулятора с помощью приварных скоб крепятся электрические кабели, соединяющие размещенные в кузове агрегата сварочные выпрямители и посты сварки, находящиеся в палатке.

## 2.1. Расчетные случаи

Методика расчета металлоконструкции крана-манипулятора самоходной энергетической машины базируется на нормативном методе предельных состояний [2; 10; 29]. В качестве рассматриваемых предельных состояний учитываются следующие:

- предельное состояние I – потеря несущей способности при однократном действии максимальной нагрузки (обеспечение статической прочности и общей устойчивости металлоконструкции);
- предельное состояние II – потеря несущей способности при многократном действии нагрузки (обеспечение усталостной прочности металлоконструкции);
- предельное состояние III – возникновение деформаций, препятствующих нормальной эксплуатации крана, при сохранении несущей способности по условию предельного состояния I (обеспечение жесткости металлоконструкции).

Достижение предельного состояния I приводит к внезапному отказу конструкции и связано с действием таких физических механизмов повреждения, как вязкое или хрупкое разрушение материала при однократном эксплуатационном воздействии и потеря общей или местной устойчивости. Его учет при проведении проверочного расчета позволяет обеспечить статическую прочность и устойчивость.

Достижение предельного состояния II приводит к постепенному отказу конструкции и связано с действием таких физических механизмов повреждения, как многоцикловая усталость, ползучесть материала, коррозионное повреждение и изнашивание. Его учет при проведении проверочного расчета позволяет обеспечить усталостную прочность металлоконструкции крана-манипулятора.

Достижение предельного состояния III связано с появлением недопустимо больших упругих деформаций под воздействием номинальных эксплуатационных нагрузок. Его учет при проведении проверочного расчета позволяет обеспечить общую жесткость металлоконструкции крана-манипулятора.

Применительно к крану-манипулятору самоходной энергетической машины в качестве расчетных случаев приняты следующие характерные периоды его эксплуатации:

- расчетный случай I – рабочее состояние оборудования при нормальной (номинальной) нагрузке и нормальных (номинальных) скоростях механизмов движения;

- расчетный случай II – рабочее состояние оборудования при максимальной рабочей и динамической нагрузке;
- расчетный случай III – нерабочее состояние оборудования при максимальной нагрузке.

Расчетный случай I соответствует штатным условиям работы крана-манипулятора при плавных пусках, торможении и реверсировании механизмов движения. Он применяется при проведении расчета металлоконструкции по предельному состоянию II, т.е. на сопротивление усталости. В расчете учитываются номинальные значения эксплуатационных нагрузок рабочего состояния крана, в число которых включаются [29]:

- номинальный вес груза и грузозахватного устройства;
- собственный вес металлоконструкции крана-манипулятора;
- ветровая нагрузка рабочего состояния;
- динамические инерционные нагрузки, возникающие при пуске и торможении в нормальных условиях работы исправных механизмов движения.

Если группа режимов работы крана-манипулятора ниже А6-А7 и его конструкция изготовлена из стали с пределом текучести, не превышающим 600 МПа, то расчет на усталость не требуется [10]. В случае обеспечения статической прочности гарантируется требуемое сопротивление усталости. Группа режимов работы исследуемого крана-манипулятора – А2-А3, предел текучести стали – 390 МПа.

Расчетный случай II соответствует работе крана-манипулятора с максимальной рабочей и динамической нагрузкой в наиболее тяжелых условиях эксплуатации: во время резких пусков, экстренного торможения, реверсирования движения, при внезапном выключении или включении электропитания, предельной ветровой нагрузке. Он применяется при проведении проектных расчетов крановых металлоконструкций по предельному состоянию I, т.е. на статическую прочность и устойчивость. Расчет выполняется по максимальным действующим или предельно возможным значениям эксплуатационных динамических нагрузок с учетом рекомендованных значений запаса прочности [10]. При этом учитываются номинальные значения таких эксплуатационных нагрузок рабочего состояния крана-манипулятора, как:

- номинальный вес груза и грузозахватного устройства;
- собственный вес металлоконструкции крана-манипулятора;
- вес механизмов и устройств.

В качестве предельно возможных значений динамических нагрузок рассматриваются:

- максимальные инерционные усилия при перемещении штоков гидродвигателей;
- максимальная ветровая нагрузка рабочего состояния;
- максимально допустимые уклоны опорной поверхности;
- испытательная нагрузка при динамическом нагружении.

Расчетный случай III соответствует ситуации, когда кран-манипулятор не выполняет никакой работы, т.е. перемещаемый груз отсутствует, а механизмы движения выключены. Он применяется при проведении проектных расчетов крановых металлоконструкций по предельному состоянию I, т.е. на статическую прочность и устойчивость. В расчете учитываются максимальные действующие (предельно возможные) значения эксплуатационных нагрузок нерабочего состояния, в число которых включаются:

- собственный вес металлоконструкции крана-манипулятора;
- вес установленных механизмов и устройств;
- предельная ветровая (ураганная) нагрузка;
- испытательная нагрузка при статическом нагружении.

При оценке нагруженности металлоконструкции крана-манипулятора самоходной энергетической машины не целесообразно учитывать все характерные для конкретного расчетного случая нагрузки, так как вероятность их одновременного действия в условиях эксплуатации практически равна нулю. Поэтому для каждого расчетного случая выделены типовые последовательности движений, совершаемые механизмами крана-манипулятора (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Типовые последовательности движений крана-манипулятора

Обозначение	Содержание последовательности движений
<i>a</i>	Подъем (с основания) и опускание (с торможением) груза при неподвижной самоходной энергетической машине и неработающем механизме поворота крана-манипулятора
<i>b</i>	Разгон (торможение) механизма поворота с грузом на крюке крана-манипулятора в горизонтальной плоскости относительно вертикальной оси при неподвижной самоходной энергетической машине и неработающих остальных механизмах движения
<i>c</i>	Разгон (торможение) самоходной энергетической машины при неработающих механизмах движения

Расчетные сочетания нагрузок определяются возможными в условиях эксплуатации сочетаниями расчетных случаев и типовых последовательностей движений. Их условное обозначение складывается из номера расчетного случая (I, II или III) и буквенного обозначения типовой последовательности (*a*, *b*, *c*). В табл. 2.2 для крана-манипулятора самоходной энергетической машины приведен перечень эксплуатационных нагрузок, подлежащих учету для возможных расчетных сочетаний.

Таблица 2.2

Перечень эксплуатационных нагрузок для расчета крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А

Эксплуатационная нагрузка	Расчетный случай						III
	I			II			
	Расчетное сочетание нагрузок						
	Ia	Ib	Ic	IIa	IIb	IIc	
Весовая нагрузка:							
груз	+	+	+	+	+	+	-
вес элементов металлоконструкции	+	+	+	+	+	+	+
Инерционные динамические нагрузки	+	+	+	+	+	+	-
Нагрузки от перекоса	-	-	+	+	+	+	-
Ветровая нагрузка:							
рабочего состояния	-	-	-	+	+	+	-
нерабочего состояния	-	-	-	-	-	-	+
Испытательная нагрузка:							
статическая	-	-	-	-	-	-	+
динамическая	-	-	-	+	+	+	-

Примечание «+» – нагрузка учитывается; «-» – нагрузка не учитывается.

При расчетах положение стрелы выбирается наиболее опасным, т.е. соответствующим максимально возможным нагрузкам на рассчитываемые элементы конструкции. Технология работы машин для сварки трубопроводов предусматривает три основные конфигурации крана-манипулятора (рис. 2.2) [30].

Конфигурации 1 и 2 используются для оценки максимальных нагрузок при движении машины для сварки трубопроводов. Конфигурация 3 – для оценки максимальных нагрузок при подъеме груза и при повороте поворотной колонны.

Конфигурация 1 соответствует работе крана-манипулятора в стесненных условиях. Конфигурация 2 – в нормальных условиях.

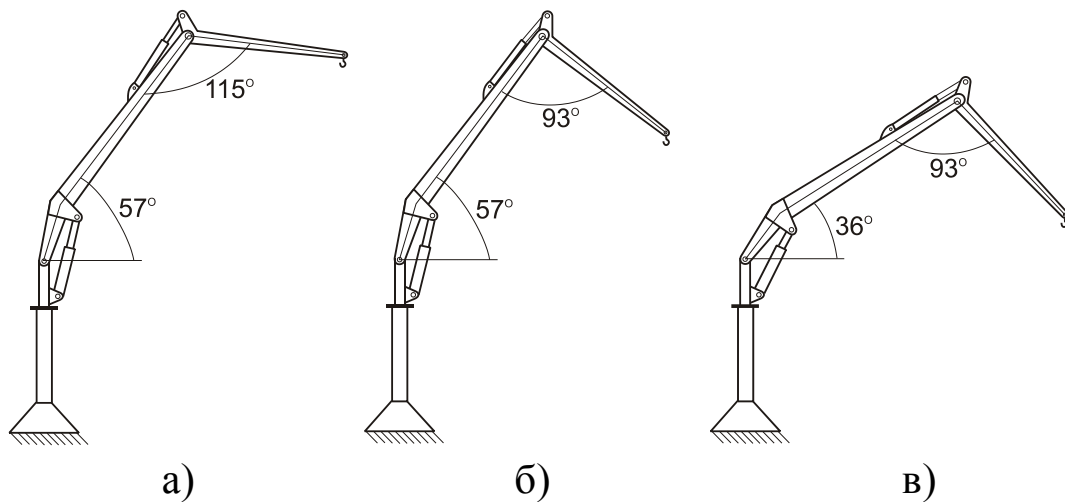


Рис. 2.2. Конфигурации крана-манипулятора:  
а – конфигурация 1; б – конфигурация 2; в – конфигурация 3

## 2.2. Конечноэлементные модели крана-манипулятора

Для расчета конструкции в целом разработаны два принципиально различных алгоритма конечноэлементного расчета (на основе раздельной и на основе полной конечноэлементных моделей) [79].

**Раздельная конечноэлементная модель.** Суть раздельной модели заключается в том, что создаются отдельные модели каждого звена стрелы крана-манипулятора (поворотной колонны, стрелы, рукояти). Влияние остальных частей стрелы на исследуемое звено учитывается с помощью дополнительных реактивных силовых факторов (сил и моментов). Такой подход позволяет сократить машинное время расчета, но требует дополнительных аналитических вычислений реактивных силовых факторов [7; 8].

Данная модель не подходит для исследования динамической нагруженности конструкции в целом. Во-первых, ансамбль частот и форм колебаний всей конструкции отличается от ансамбля частот и форм отдельных ее элементов. Во-вторых, раздельная модель не учитывает влияние гидроцилиндров на динамику конструкции. Однако гидроцилиндры выполняют роль демпфирующих устройств, поэтому значительно влияют на динамический процесс в конструкции. В-третьих, требуется большой объем аналитических вычислений динамически изменяющихся силовых факторов, который невозможно совместить с динамическим конечноэлементным расчетом без создания дополнительных модулей. В свою очередь, интеграция таких модулей в промышленные программные пакеты сопряжена с дополнительными трудностями.

**Полная конечноэлементная модель** включает в себя все элементы несущей металлоконструкции крана-манипулятора: поворотную колонну, стрелу, рукоять, два гидроцилиндра, шарниры. Вычисление сил реакции не требуется, а для выполнения расчета достаточно приложить внешние нагрузки. Эта модель подходит для решения как статических, так и динамических задач.

При построении полной модели необходимо учитывать влияние гидроцилиндров на напряженно-деформированное состояние несущей металлоконструкции крана-манипулятора.

Полная конечноэлементная модель содержит 6 шарниров (рис. 2.3). В том числе: шарнир соединения поворотной колонны и стрелы (точка С), шарнир соединения стрелы и рукояти (точка Е), шарниры крепления нижнего гидроцилиндра (точки В и D), шарниры крепления верхнего гидроцилиндра (точки F и G).

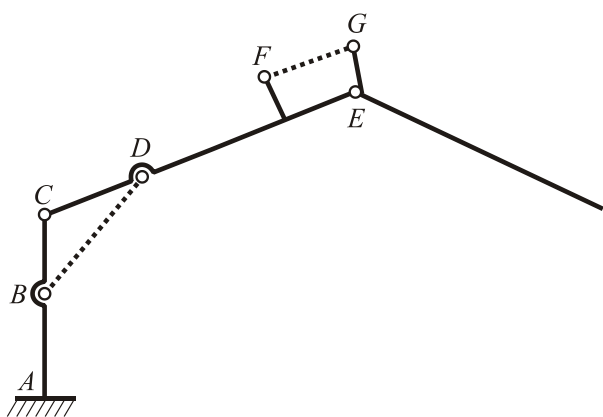


Рис. 2.3. Схема размещения шарниров исследуемого крана-манипулятора

При использовании в полной модели шарнирных соединений в обязательном порядке должны использоваться модели гидроцилиндров. Если действие гидроцилиндров как в отдельной модели заменить силами, то исследуемая система превратится в механизм. Это связано с тем, что в модели будут отсутствовать кинематические граничные условия, предотвращающие вращение.

Из-за наличия в матрицах жесткости конечных элементов составляющих, отвечающих за перемещения конструкции как жесткого тела, бесконечно малые усилия, приложенные к грузозахватному органу, вызовут бесконечно большие перемещения. Это не допустимо, поэтому процесс расчета будет автоматически прерван.

Несущая металлоконструкция крана-манипулятора является тонкостенной. Это означает, что изменениями напряжений по толщине стенки можно пренебречь и считать их постоянными. Поэтому для исследования ее напряженно-деформированного состояния использованы плоские трех- и четырехузловые конечные элементы (Tria3-Shell и Quad4-Shell), моделирующие поведение трехмерных пластин и оболочек. Для всех элементов крана-манипулятора характерный размер конечного элемента принят равным 5 мм.



При разбиении отношение линейных размеров конечных элементов поддерживалось близким к 1. Так как в этом случае конечноэлементная модель дает наиболее точные результаты. Созданные конечноэлементные модели проверены на правильность построения с помощью встроенных в МКЭ-пакет средств. В результате были исключены разрывы сетки и нарушения геометрии конечных элементов.

Материал несущей металлоконструкции моделировался изотропной средой. Были заданы следующие характеристики материала: модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ ; плотность  $7850 \text{ кг/м}^3$ . Свойства заданы для отдельных групп конечных элементов. При этом указывалась толщина конструкции в области расположения конечного элемента.

Рассмотрим особенности отдельной конечноэлементной модели. На рис. 2.4 показаны фрагменты сеточной модели рукоятки.

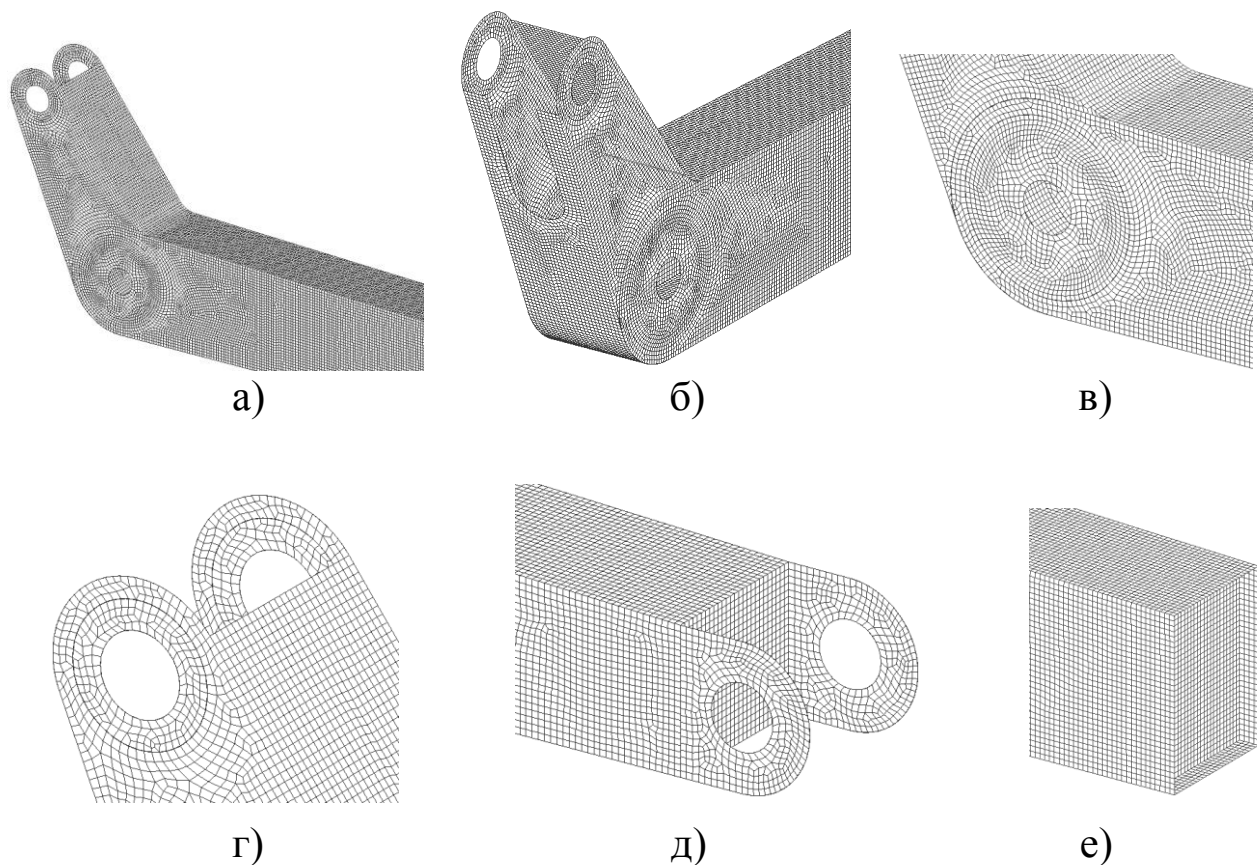


Рис. 2.4. Фрагменты сеточной модели рукоятки:

- а, б – основание рукоятки; в – область опирания рукоятки на стрелу;
- г – область крепления гидроцилиндра; д – область крепления крюка;
- е – одно из ребер жесткости

На рис. 2.5 и 2.6 показаны фрагменты сеточной модели стрелы.

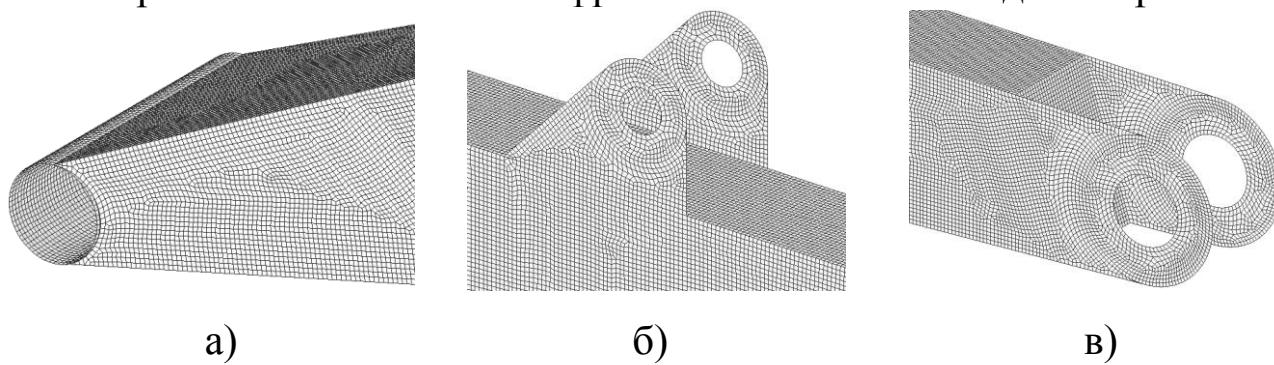


Рис. 2.5. Фрагменты сеточной модели стрелы:  
а – основание стрелы, б – область крепления верхнего гидроцилиндра;  
в – область опирания рукояти на стрелу

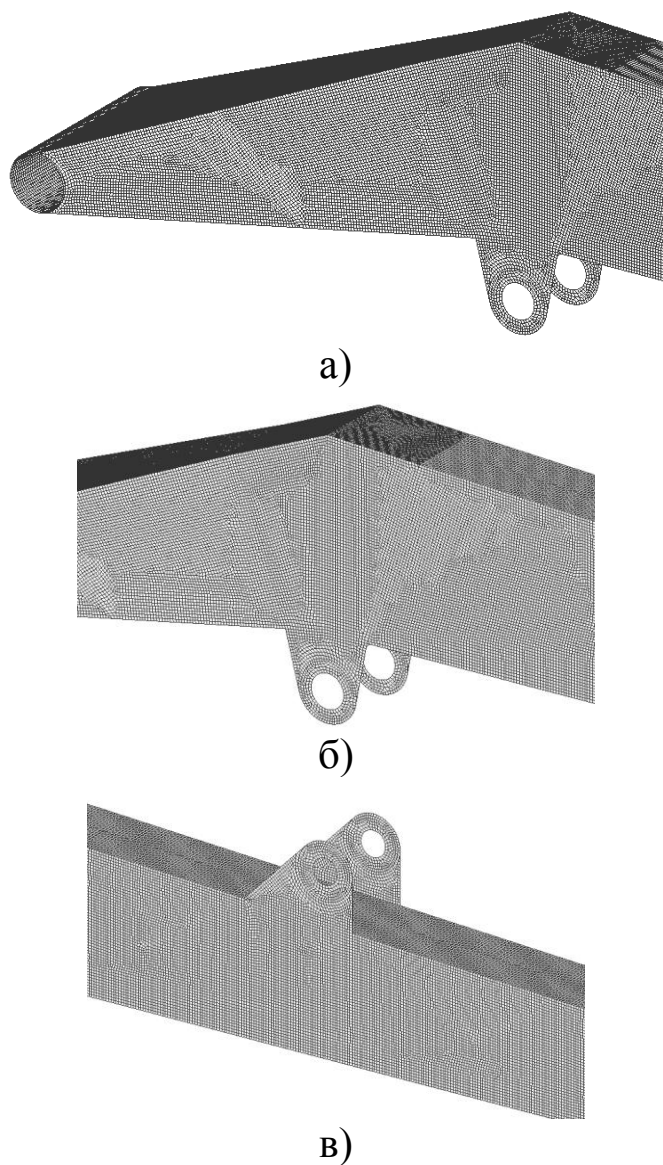


Рис. 2.6. Фрагменты сеточной модели стрелы:  
а – основание секции; б – область крепления нижнего гидроцилиндра;  
в – область крепления верхнего гидроцилиндра

На рис. 2.7 показаны фрагменты сеточной модели поворотной колонны.

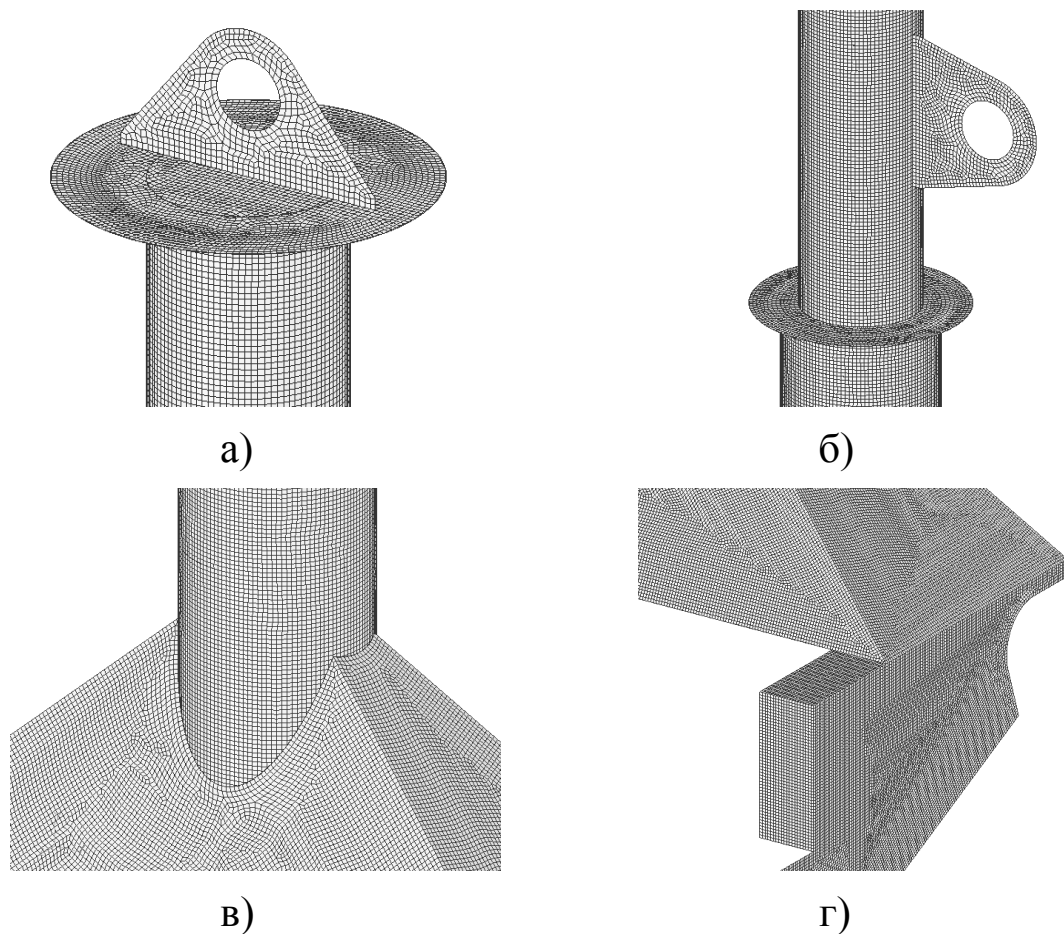


Рис. 2.7. Фрагменты сеточной модели поворотной колонны:  
 а – проушина крепления стрелы, б – проушина крепления гидроцилиндра  
 в – область крепления ребер к корпусу; г – кронштейн

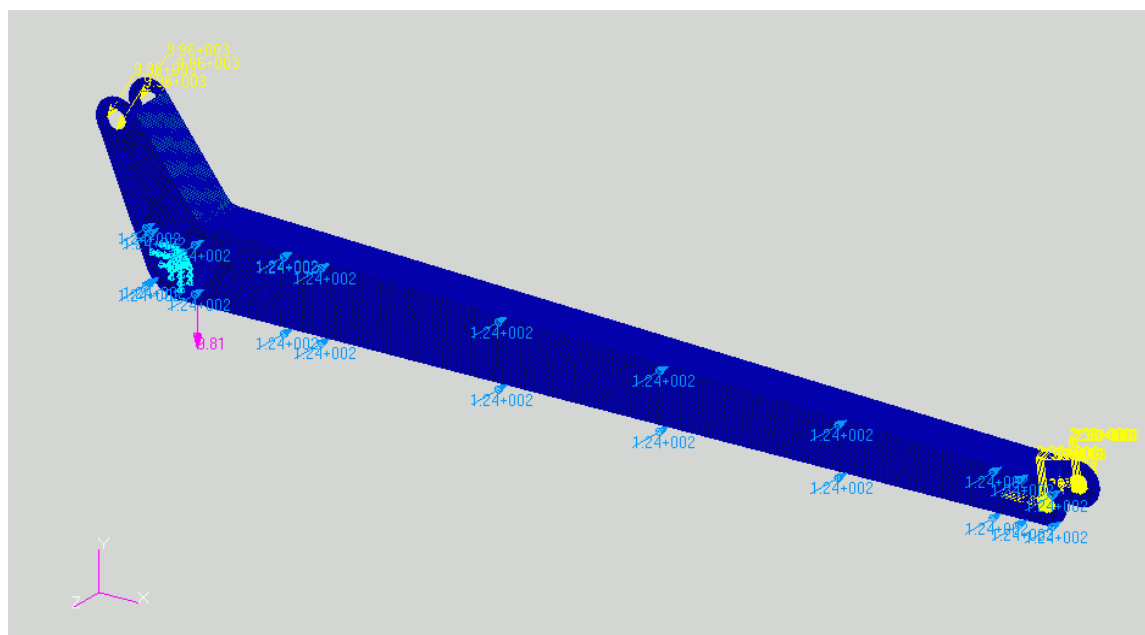
На рис. 2.8 показана конечноэлементная модель рукояти с заданными граничными условиями для 1 варианта конфигурации стрелы и комбинации нагрузок Па. Эта комбинация нагрузок вызывает наибольшие напряжения в конструкции.

Модель закреплена в области опирания рукояти на стрелу. Закрепления приложены по окружностям, соприкасающимся с опорно-поворотным шарниром.

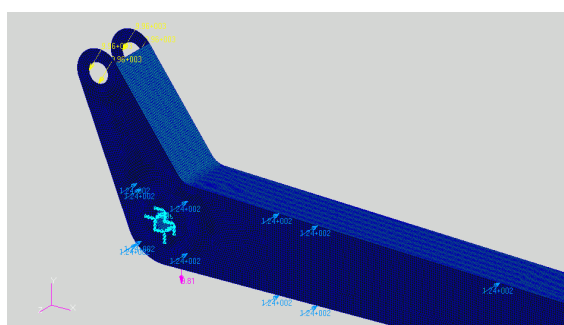
Тяговое усилие верхнего гидроцилиндра приложено к 18 узлам конечноэлементной модели, лежащим на границе отверстий проушин прикрепления штока к рукояти (по 9 узлов на одну проушину).

В области крепления крюка приложены нагрузки вдоль 3-х координатных осей. Продольная (вдоль оси  $x$ ), вертикальная (вдоль оси  $y$ ) и боковая (вдоль оси  $z$ ) нагрузки приложены к 10 узлам, расположенным на окружностях отверстий проушин (по 5 узлов на одну проушину).

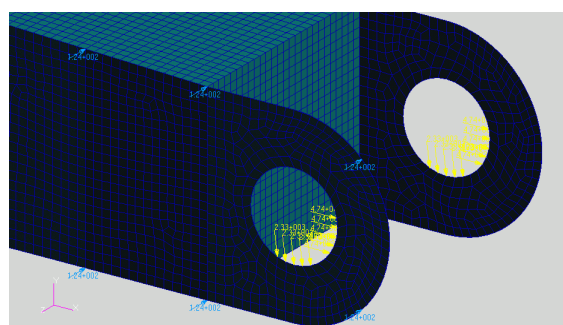
Ветровая нагрузка приложена к боковой плоскости стрелы. Гравитационная нагрузка от собственного веса задана с помощью поля.



а)



б)

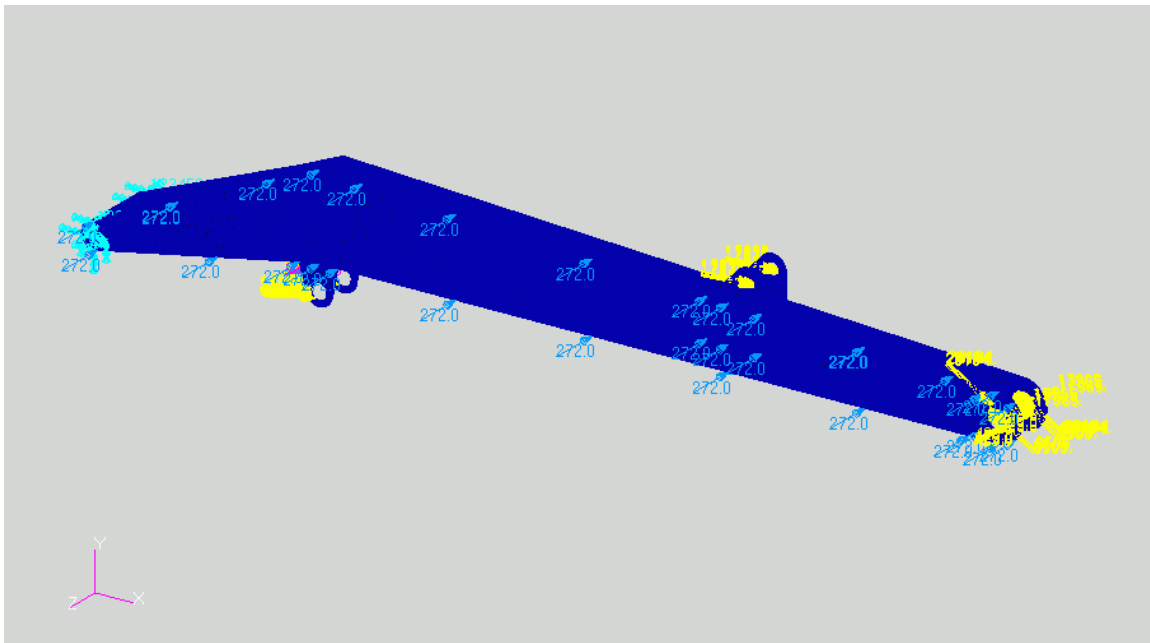


в)

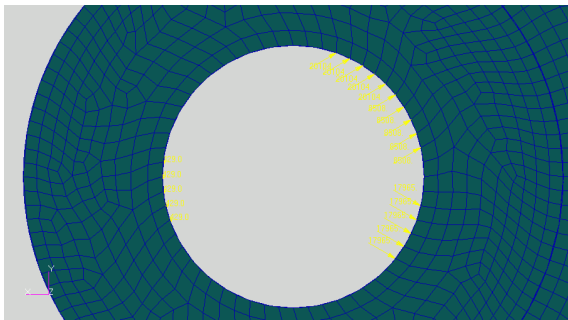
Рис. 2.8. Схема приложения граничных условий к рукояти для 1 варианта и комбинации нагрузок Па:  
а – общий вид секции; б – область опирания рукояти на стрелу;  
в – область крепления крюка

Схема приложения нагрузок для комбинаций Пб и Пс аналогична, отличаются только значения силовых факторов. В комбинации Пш в области крепления крюка отсутствуют силы вдоль осей x и z.

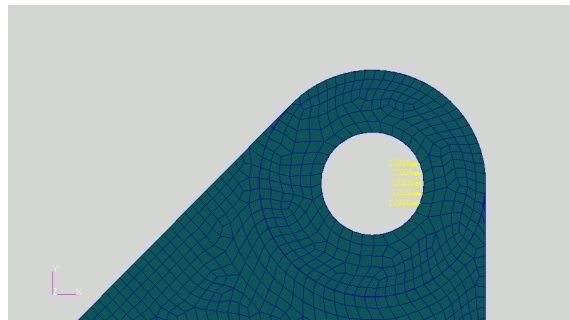
На рис. 2.9 показана конечноэлементная модель стрелы с заданными граничными условиями для 1 варианта и комбинации нагрузок Па. Схема приложения нагрузок для комбинаций Пб, Пс и Пш аналогична, отличаются только значения силовых факторов. Как и при расчете рукояти силы приложены в группах по 10 узлов, чтобы избежать искусственной концентрации напряжений.



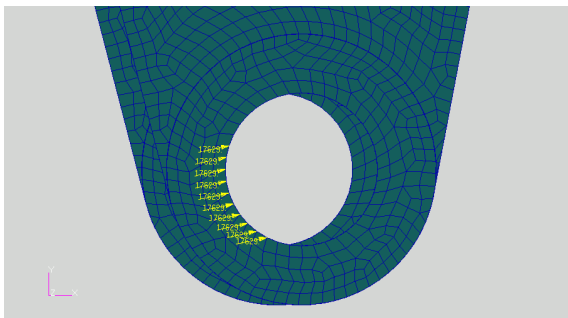
а)



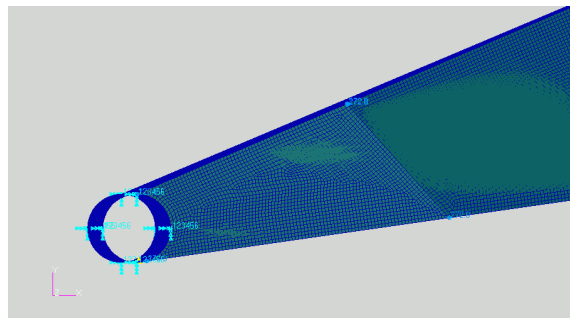
б)



в)



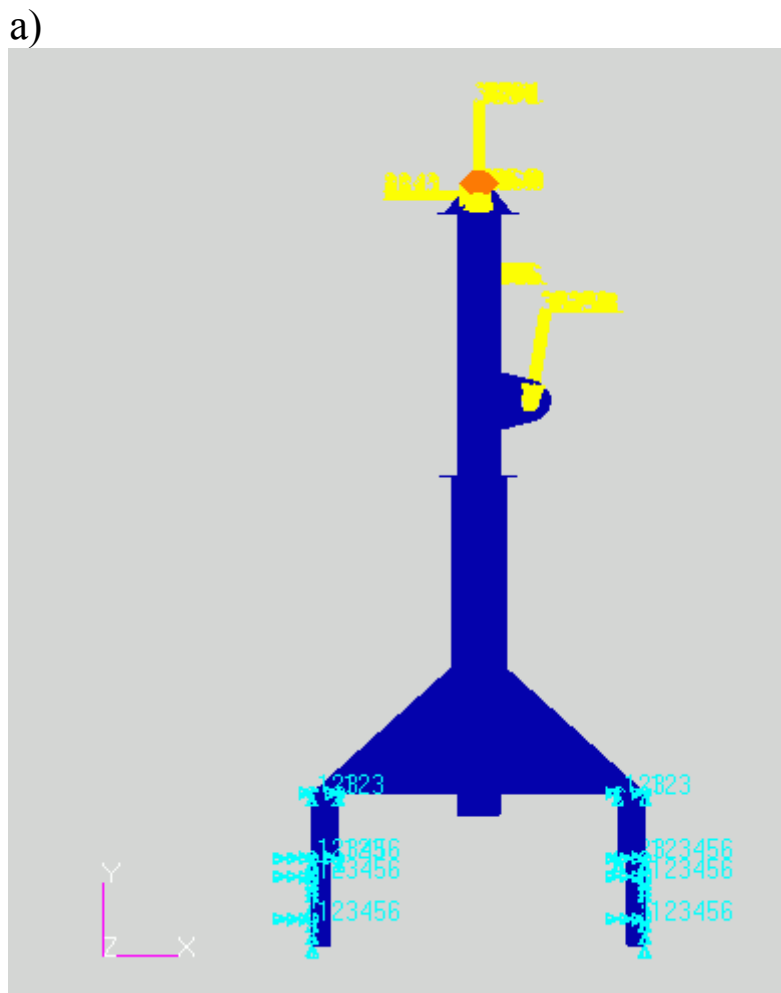
г)



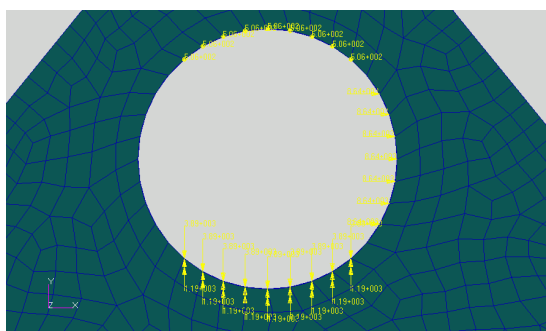
д)

Рис. 2.9. Схема приложения граничных условий для стрелы для 1 варианта и комбинации нагрузок Па:  
 а – общий вид секции; б – область опирания рукоятки;  
 в – проушина верхнего гидроцилиндра; г – проушина нижнего гидроцилиндра; д – опора стрелы

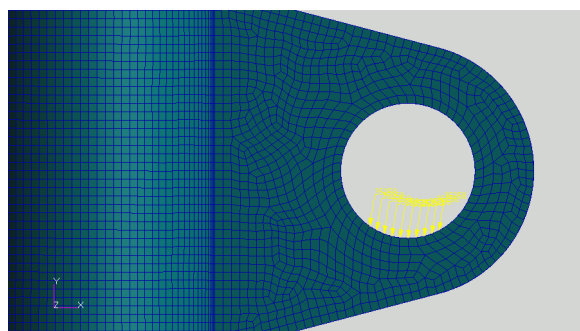
На рис. 2.10 показана конечноэлементная модель поворотной колонны с заданными граничными условиями для 1 варианта и комбинации нагрузок Па. Схема приложения нагрузок для комбинаций Пб, Пс и Пш аналогична, отличаются только значения силовых факторов.



a)



б)



в)

Рис. 2.10. Схема приложения граничных условий для поворотной колонны для 1 варианта и комбинации нагрузок Па:  
а – общий вид; б – опора стрелы; в – опора нижнего гидроцилиндра

На рис. 2.11 показана полная конечноэлементная модель крана-манипулятора. Модель включает в себя все элементы несущей металлоконструкции крана-манипулятора: поворотную колонну, стрелу, рукоять, два гидроцилиндра, шарниры. При ее построении использованы результаты проведенных научных исследований.

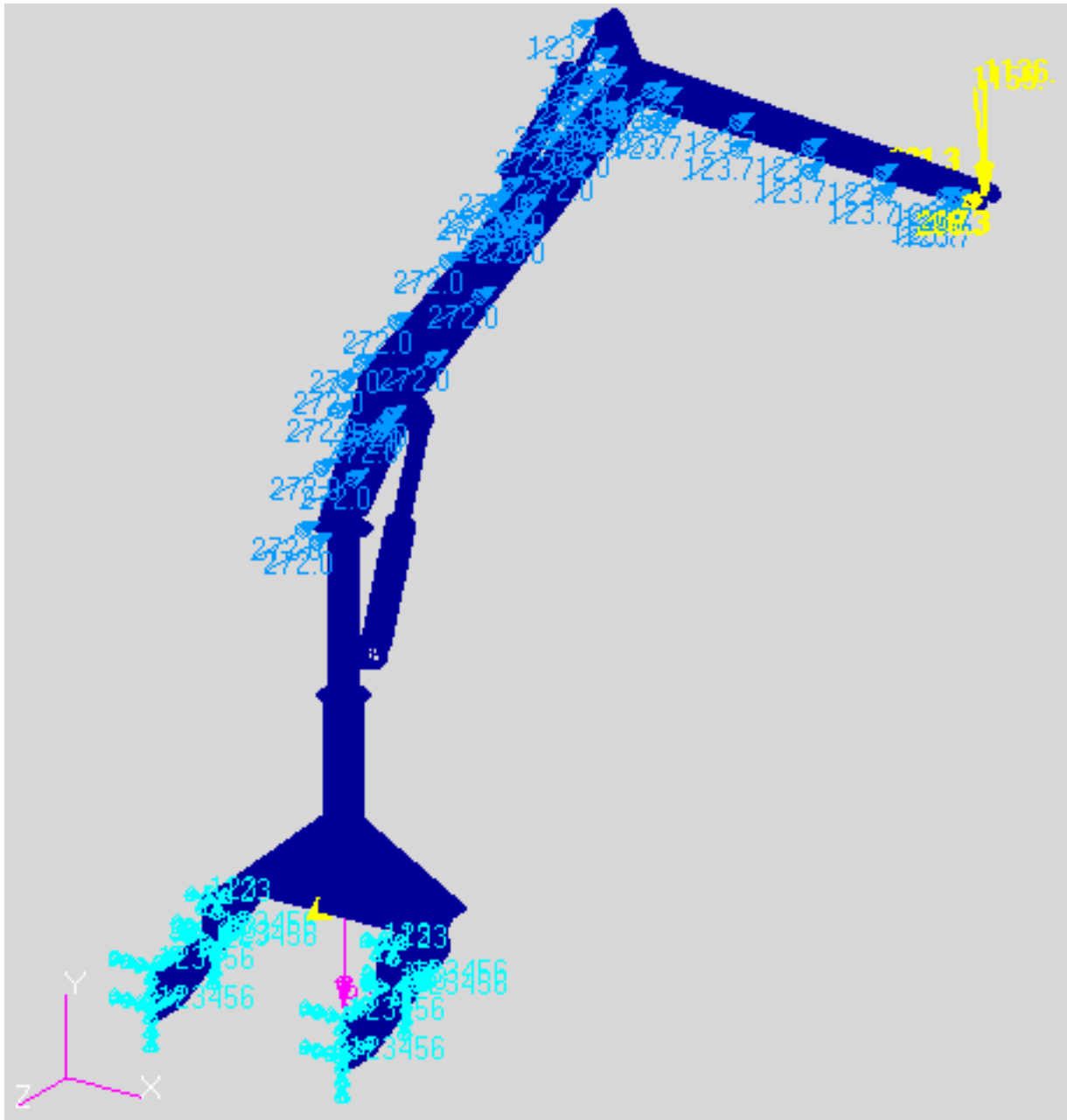


Рис. 2.11. Полная конечноэлементная модель

Схемы приложения внешних силовых и кинематических граничных условий для полной модели совпадают с отдельной моделью.

На рис. 2.12 показаны области соединения звеньев стрелы крана-манипулятора. В этих областях расположены шарниры.



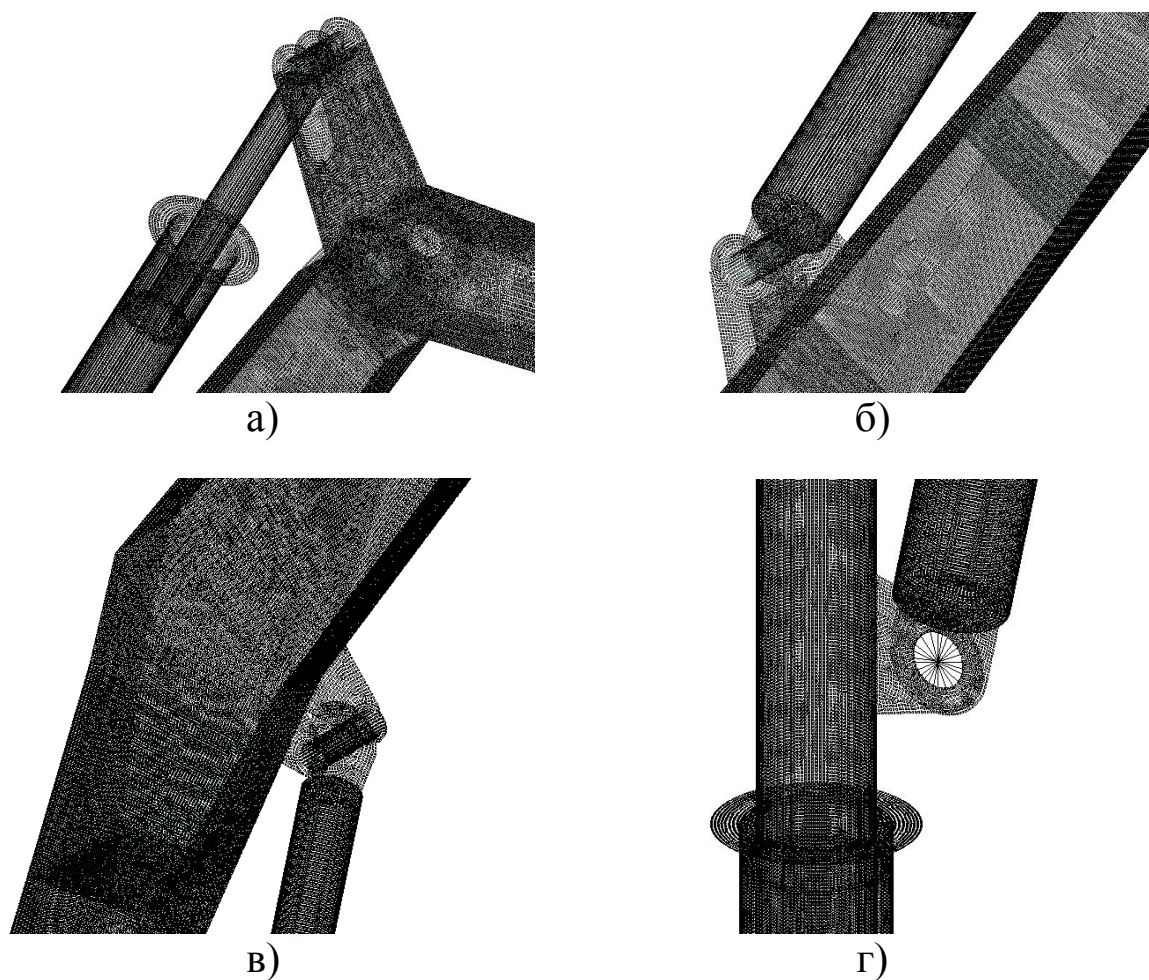


Рис. 2.12. Области соединения звеньев стрелы крана-манипулятора полной конечноэлементной модели:

- а – соединение рукояти и стрелы, крепление верхнего гидроцилиндра к рукояти; б – крепление верхнего гидроцилиндра к стреле;
- в – крепление нижнего гидроцилиндра к стреле;
- г – крепление верхнего гидроцилиндра к поворотной колонне

Основные параметры построенных конечноэлементных моделей приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Параметры конечноэлементных моделей

Модель	Элемент модели	Число узлов	Число конечных элементов	Число степеней свободы
Раздельная	Рукоять	69587	65572	417522
	Стрела	148127	142667	888762
	Поворотная колонна	201498	192882	1208988
	Вся модель	419212	401121	2515272
Полная	–	429372	428744	2576232



### 2.3. Результаты расчета

Выполнен статический расчет напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора с использованием разработанной методики и конечноэлементных моделей (полной с моделями шарниров, полной с жестким соединением звеньев, раздельной).

Сравним результаты, полученные с использованием различных моделей, на примере первого варианта конфигурации стрелы и грузоподъемности 750 кг. На рис. 2.13 показаны эквивалентные напряжения (Па) и суммарные перемещения (м) в элементах раздельной модели (рукояти, стреле, поворотной колонне).

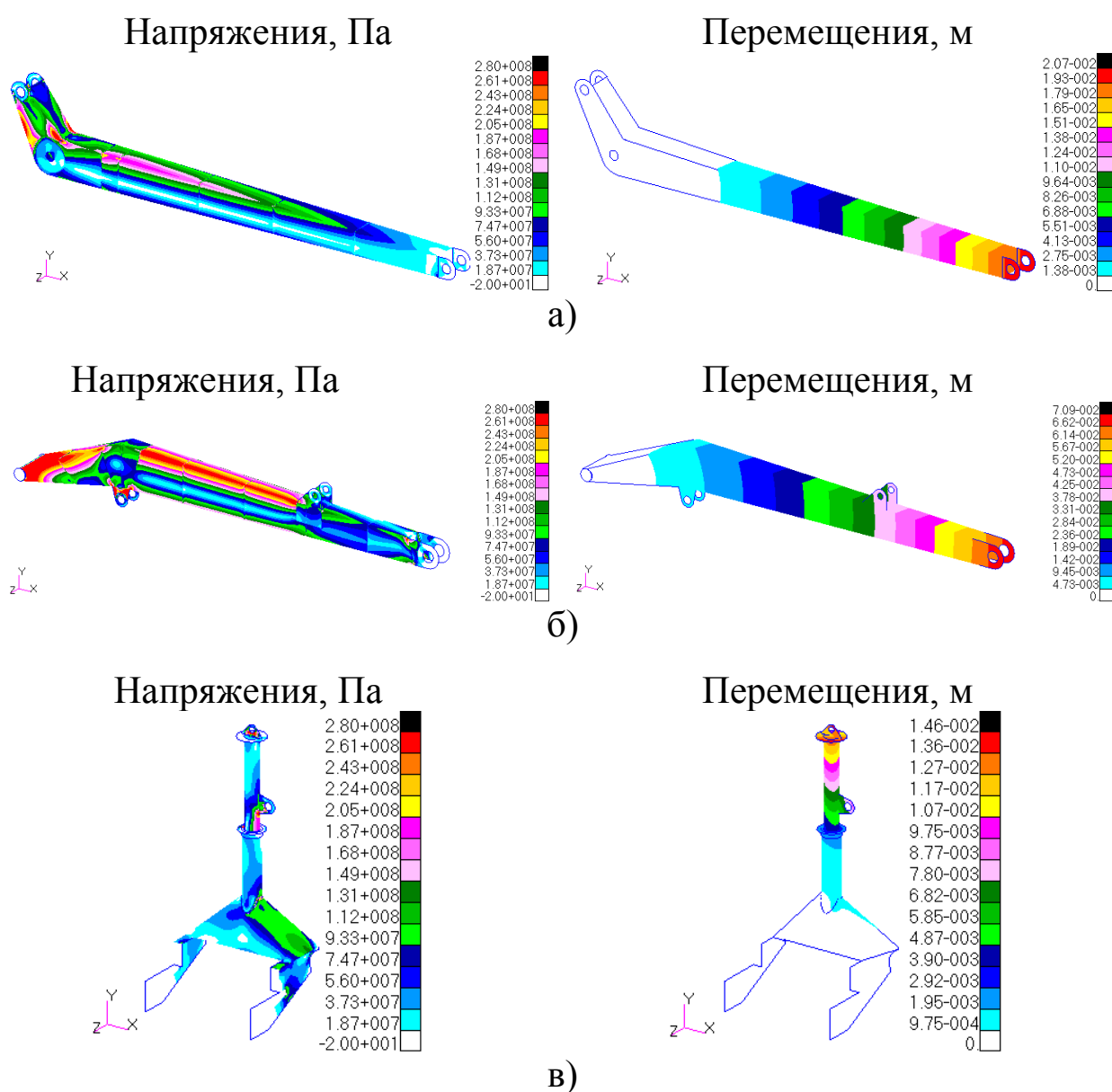


Рис. 2.13. Результаты расчета с использованием раздельной модели:  
а – рукоять; б – стрела; в – поворотная колонна

На рис. 2.14 показаны эквивалентные напряжения, а на рис. 2.15 – суммарные перемещения в полной модели крана-манипулятора с моделями шарниров.

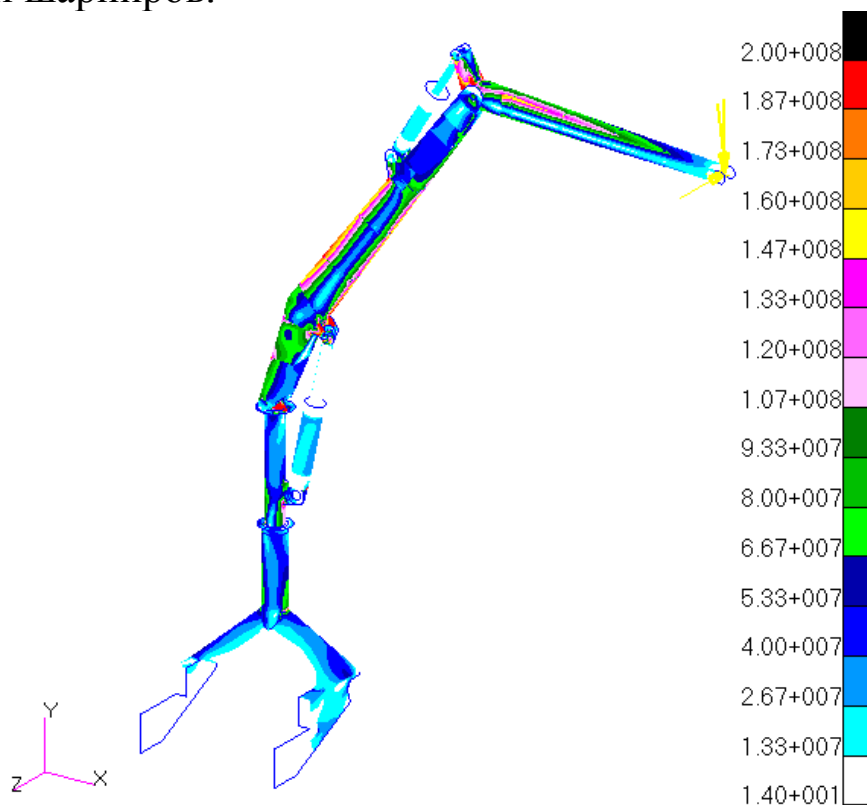


Рис. 4.14. Эквивалентные напряжения в металлоконструкции, Па

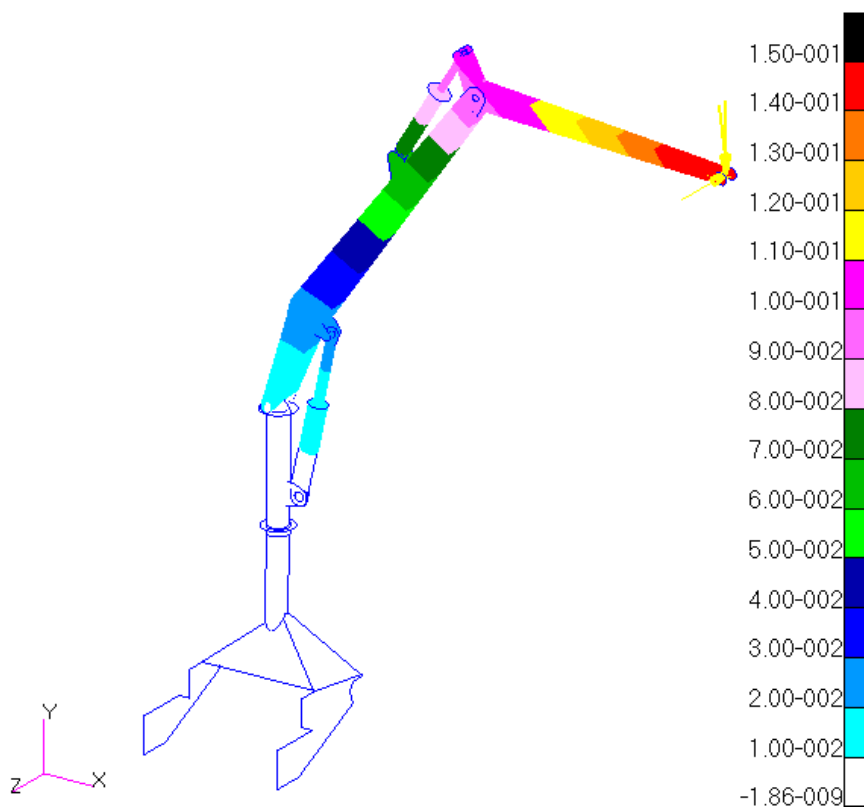


Рис. 2.15. Суммарные перемещения металлоконструкции, м

В табл. 2.4 приведены результаты расчета напряжений, действующих в характерных точках несущей металлоконструкции крана-манипулятора с использованием разработанных конечноэлементных моделей.

Величины напряжений в отдельных элементах не могут быть использованы для достоверной оценки прочности. Поэтому результаты расчета напряжений даны в виде диапазонов значений напряжений в окрестностях опасных зон конструкции. Следует отметить, что в пределах этих зон встречаются отдельные конечные элементы, напряжения в которых на 10...20% отличаются от указанных значений.

Таблица 2.4

Эквивалентные напряжения по Мизесу

Элемент конструкции	Тип МКЭ-модели	Напряжения, МПа
Пояса рукояти	Полная с моделями шарниров	140...160
	Полная с жестким соединением звеньев	140...160
	Раздельная	180...200
Обечайка и накладка рукояти	Полная с моделями шарниров	250...270
	Полная с жестким соединением звеньев	240...260
	Раздельная	250...270
Пояса головной части стрелы	Полная с моделями шарниров	180...200
	Полная с жестким соединением звеньев	180...200
	Раздельная	240...260
Пояса хвостовой части стрелы	Полная с моделями шарниров	120...140
	Полная с жестким соединением звеньев	120...140
	Раздельная	260...280
Внутренняя труба поворотной колонны	Полная с моделями шарниров	180...200
	Полная с жестким соединением звеньев	180...200
	Раздельная	200...220
Наружная труба поворотной колонны	Полная с моделями шарниров	80...100
	Полная с жестким соединением звеньев	80...100
	Раздельная	100...120

В табл. 2.5 приведены результаты вычисления перемещений характерных точек несущей металлоконструкции крана-манипулятора с использованием разработанных конечноэлементных моделей.

Таблица 2.5

Перемещения конструкции крана-манипулятора

Элемент конструкции	Тип МКЭ-модели	Перемещения, м		
		По оси x	По оси y	По оси z
Рукоять	Раздельная	0,0009	0,0190	0,0070
Стрела	Раздельная	0,0030	0,0646	0,0290
Поворотная колонна	Раздельная	0,0130	0,0018	0,0080
Перемещение точки подвеса крюка	Полная с моделями шарниров	0,0460	0,0904	0,1855
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0430	0,0855	0,1280
	Раздельная	0,0170	0,0854	0,0444
	Эксперимент (при нагрузке 950 кг)	–	0,0120	–
Перемещение шарнира, соединяющего рукоять и стрелу (точка E, рис. 2.3)	Полная с моделями шарниров	0,0480	0,0253	0,1100
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0470	0,0235	0,0820
	Раздельная	0,0160	0,0664	0,0364
Перемещение шарнира, соединяющего стрелу и поворотную колонну (точка С, рис. 2.3)	Полная с моделями шарниров	0,0080	0,0037	0,0043
	Полная с жестким соединением звеньев	0,0079	0,0032	0,0046
	Раздельная	0,0132	0,0018	0,0080

Проанализировав результаты (табл 2.4 – табл. 2.5) можно сделать следующие выводы.

1. Результаты расчета подтверждаются известными результатами статических испытаний с грузом в 930 кг (125% от номинальной грузоподъемности). Величина упругого прогиба составила 0,12 м, что при переводе на номинальную грузоподъемность дает прогиб 0,096 м. Таким образом, погрешность в определении вертикального прогиба с использованием полной модели составляет 6%, раздельной – 12%. Несколько больший экспериментальный прогиб объясняется несовершенством реальной конструкции по отношению к модели и погрешностями натуральных измерений.

2. Косвенным подтверждением результатов расчета является соответствие напряжений, действующих в наиболее опасных зонах конструкции, допускаемым напряжениям (240..250 МПа в раскосе рукояти при величине допускаемых 268 МПа).

3. Раздельная модель дает завышенные значения напряжений и заниженные значения перемещений. Это вызвано искажением реальных условий закрепления элементов стрелы, что приводит к увеличению жесткости конструкции.

Напряжения, вычисленные с применением раздельной модели, в целом на 20...30% выше по сравнению с напряжениями, вычисленными с применением полной модели. Наибольшая разница (40..50%) отмечена для хвостовой части стрелы. В то же время, напряжения в элементах поворотной колонны отличаются незначительно (10..15%). Напряжения в обечайке и накладке рукояти практически совпадают (разница не превышает 5%). Причина этого – наличие областей сильной концентрации напряжений в этих зонах конструкции.

4. Напряжения, вычисленные с применением полной модели с жестким соединением звеньев, с разницей в 2...5% совпадают с напряжениями, вычисленными с применением полной модели с моделями шарниров.

5. Перемещения конструкции, вычисленные с применением полной модели с жестким соединением звеньев, отличаются от перемещений, вычисленных с применением полной модели с моделями шарниров. Жесткие соединения препятствуют свободному перемещению звеньев в шарнирах, поэтому деформации конструкции ниже (вдоль осей  $x$  и  $y$  на 5...10%; вдоль оси  $z$  на 30...50%). Большая разница в результатах деформации вдоль оси  $z$  вызвана высокой податливостью шарнира соединения поворотной колонны и стрелы крана-манипулятора, которая не учитывается в модели с жестким соединением звеньев.

6. С учетом вышеизложенного, при проектировании металлоконструкции крана-манипулятора рекомендуется использовать полную модель, содержащую модели шарниров.

7. Раздельная конечноэлементная модель может использоваться для статических расчетов напряженно-деформированного состояния в том случае, когда не требуется точного вычисления значений напряжений и деформаций. Например, при повышении грузоподъемности, когда достаточно показать, что напряжения и деформации в усиленной конструкции не превышают напряжения и деформации в базовой конструкции.

## 2.4. Влияние характерного размера конечного элемента на точность результатов и время расчета

Время конечноэлементного расчета в большой степени зависит от количества содержащихся в модели степеней свободы. Оно зависит от количества конечных элементов, зависящего от характерного размера конечного элемента.

В п. 2.3 показано, что модель, состоящая из конечных элементов с характерным размером 5 мм, позволяет точно исследовать напряженно-деформированное состояние крана-манипулятора.

Для оценки возможности применения более крупных конечных элементов с целью сокращения времени расчета при сохранении точности проведены дополнительные статические расчеты для моделей с характерным размером элемента 10 и 20 мм.

В табл. 2.6 приведены результаты расчета напряжений, действующих в характерных точках несущей металлоконструкции крана-манипулятора для различных размеров конечных элементов.

Таблица 2.6

### Эквивалентные напряжения по Мизесу

Элемент конструкции	Размер конечного элемента, мм	Напряжения (максимальные), МПа
Пояса рукояти	5	182
	10	174
	20	170
Обечайка и накладка рукояти	5	285
	10	276
	20	272
Пояса головной части стрелы	5	201
	10	200
	20	199
Пояса хвостовой части стрелы	5	138
	10	136
	20	135
Внутренняя труба поворотной колонны	5	203
	10	200
	20	200
Наружная труба поворотной колонны	5	105
	10	103
	20	102

В табл. 2.7 приведены результаты вычисления перемещений характерных точек несущей металлоконструкции крана-манипулятора с использованием разработанных конечноэлементных моделей.

Таблица 2.7

Перемещения конструкции крана-манипулятора

Элемент конструкции	Размер конечного элемента, мм	Перемещения, м		
		по оси x	по оси y	по оси z
Перемещение точки подвеса крюка	5	0,0460	0,0904	0,1855
	10	0,0455	0,0889	0,1847
	20	0,0442	0,0871	0,1839
Перемещение шарнира, соединяющего рукоять и стрелу (точка E, рис. 4.3)	5	0,0480	0,0253	0,1100
	10	0,0465	0,0241	0,1083
	20	0,0456	0,0233	0,1065
Перемещение шарнира, соединяющего стрелу и поворотную колонну (точка C, рис. 4.3)	5	0,0080	0,0037	0,0043
	10	0,0079	0,0037	0,0041
	20	0,0078	0,0036	0,0041

В табл. 2.8 приведены данные о продолжительности расчета с использованием различных по размеру конечных элементов. Следует понимать, что до 90% этого времени уходит на передачу и сохранение данных, и только 10...15% занимает непосредственный расчет.

Таблица 2.8

Время расчета для различных размеров конечных элементов

Тип расчёта	Время расчета, с, при размере конечного элемента, мм		
	5	10	20
Статический расчет	2443	1271	864
Расчет форм и частот колебаний	2258	1143	808
Динамический анализ	18534	7809	4992

Проанализировав результаты (табл. 2.6. – табл. 2.8) можно сделать следующие выводы.

1. При увеличении характерного размера конечного элемента с 5 до 10 мм перемещения и напряжения в большей части конструкции снижаются на 1...3%. Погрешность в определении максимального прогиба увеличивается на 2% (с 6 до 8%). Время расчета сокращается на 45...55%.

2. При увеличении характерного размера конечного элемента с 5 до 20 мм перемещения и напряжения в большей части конструкции снижаются на 2...5%. Погрешность в определении максимального прогиба увеличивается на 4% (с 6 до 10%). Время расчета сокращается на 70...80%. Следует отметить, что в данном случае требуется ручная доработка конечноэлементной сетки. С учетом этого, общие временные затраты сопоставимы с применением конечных элементов размером 10 мм. Поэтому использование характерного размера 20 мм нецелесообразно.

3. При дальнейшем увеличении характерного размера конечного элемента невозможно обеспечить правильное соединение отдельных частей модели. Наибольшие проблемы возникают в районе опирания рукояти на стрелу и стрелы на поворотную колонну, в проушинах гидроцилиндров.

4. В областях модели с большой кривизной (переходы, углы, отверстия) наблюдается сгущение сетки конечных элементов. Это связано с необходимостью точной передачи формы конструкции. Такие неравномерности сетки являются искусственными концентраторами напряжений. При использовании конечных элементов с характерным размером 10 и 20 мм в отдельных областях конструкции наблюдается уменьшение элементов до 5...7 мм. Поэтому конечноэлементная сетка с характерным размером 5 мм более равномерная. Однако проведенные исследования показали, что для данной конструкции неравномерность практически не влияет на результаты расчета. Несмотря на это, следует более внимательно относиться к оценке напряжений в наиболее нагруженных зонах (в раскосе стрелы).

5. Обобщая полученные результаты, можно сделать вывод, что характерный размер конечного элемента при расчете крана-манипулятора следует принимать равным  $(1...2)\delta$  (где  $\delta$  – толщина поясов рукояти). Полученный результат отличается от существующих рекомендации [10] по расчету тонкостенных конструкций грузоподъемных машин, согласно которым размер элемента можно принимать равным  $(2...4)\delta$ . В работах [31; 32] показано, что для мостовых кранов это соотношение может достигать  $(5...6)\delta$  без потери точности расчета. Однако рекомендуемая полная конечноэлементная модель содержит элементы, линейный размер которых не превышает 20...30 мм (например, проушины гидроцилиндров, ряд опорных поверхностей). Поэтому в данном случае общие рекомендации не подходят, так как более крупные конечные элементы не позволяют точно отразить особенности исследуемой конструкции.



## 2.5. Расчет крюковой подвески

Крюк крана-манипулятора машины АСТ-4-А изготавливается из заготовки – крюк 9А-2 ГОСТ 6627-74. В соответствии с ГОСТом данная заготовка имеет максимальную грузоподъемность для машин и механизмов с машинным приводом и группой режима работы механизма подъема по ГОСТ 25835-83 до 4М равную 2 т.

Выполнены расчеты крюка и его подвески в нелинейной постановке. Учитывалась геометрическая нелинейность, обусловленная контактным взаимодействием деталей конструкции.

Крюк набирается из объемных конечных элементов. В связи с этим металлоконструкция стрелы полностью в модели не отражена. Однако это не снижает точности расчета крюковой подвески.

Для учета физической нелинейности, связанной с упругопластическим поведением материала, была построена билинейная диаграмма деформирования. Истинное напряжение в момент разрушения, определяется по эмпирической формуле:

$$S_f = \sigma_B [1 + 1,4(\psi_f / 100)],$$

где  $\sigma_B = 490$  МПа – предел прочности,  $\psi_f = 68\%$  – относительное сужение.

Распределение эквивалентных напряжений для наиболее тяжелой комбинации Па 1 варианта представлены на рис. 2.16.

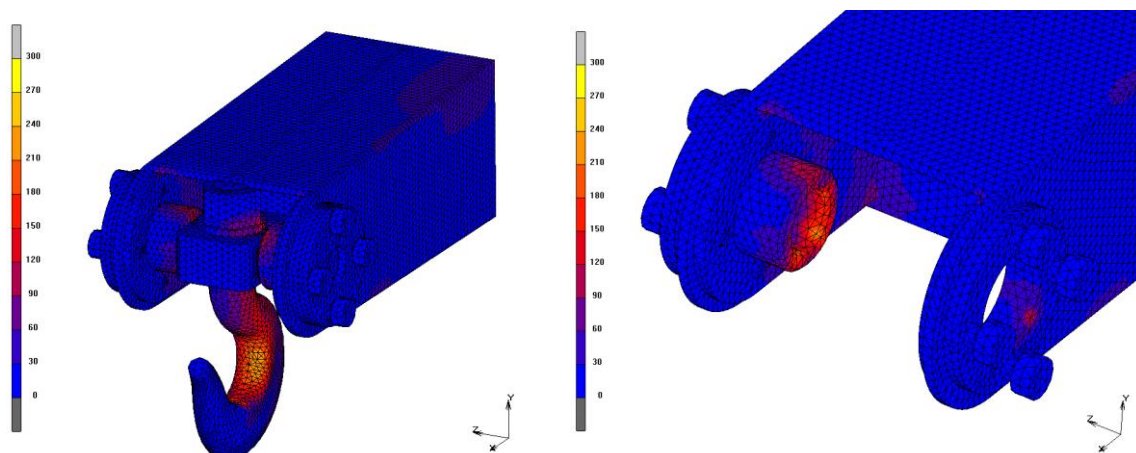


Рис. 2.16. Напряжения в грузовом крюке и его подвеске

Наибольшие напряжения в рукояти крана-манипулятора в области опирания втулки составляют 90...110 МПа, во втулке – 150...170 МПа, в грузовом крюке – 160..180 МПа. Таким образом, прочность грузозахватного органа обеспечена.

## 2.6. Вибронагруженность оператора машины

Задача решалась методом конечных элементов [33-35]. Дифференциальные уравнения движения исследуемой системы построены в матричном виде:

$$[M\{q\}]\{\ddot{q}\} + [B\{q\}]\{\dot{q}\} + [K\{q\}]\{q\} = \{P(t)\},$$

где  $[M\{q\}]$  – матрица масс системы, характеризующая действие сил инерции,  $[B\{q\}]$  – матрица демпфирования системы,  $[K\{q\}]$  – матрица жесткости системы, характеризующая действие упругих восстанавливающих сил,  $\{\ddot{q}\}, \{\dot{q}\}, \{q\}$  – векторы ускорений, скоростей и координат элементов системы (узлов конечных элементов),  $\{P(t)\}$  – вектор внешних нагрузок.

Для исследования динамической нагруженности при передвижении крана-манипулятора с грузом использованы стержневые конечные элементы, учитывающие растяжение-сжатие, изгиб и кручение.

Поле перемещений в пределах  $i$ -го конечного элемента

$$\{q_i\} = \{u_1 \quad v_1 \quad w_1 \quad \varphi_{x1} \quad \varphi_{y1} \quad \varphi_{z1} \quad u_2 \quad v_2 \quad w_2 \quad \varphi_{x2} \quad \varphi_{y2} \quad \varphi_{z2}\}^T,$$

где  $u_i, v_i, z_i$  – перемещения по осям локальной системы координат,  $\varphi_{xi}, \varphi_{yi}, \varphi_{zi}$  – повороты относительно осей локальной системы координат,  $i = 1..2$  – номера узлов конечного элемента.

Матрица жесткости конечного элемента обладает следующими свойствами: она квадратная, симметричная; сумма элементов, ответственных за линейные перемещения нулевая; она положительно определенная (все диагональные миноры больше нуля); порядок матрицы равен числу степеней свободы всех узлов конечных элементов; ее определитель равен нулю.

При построении матриц, входящих в уравнения, все параметры выражаются через локальные координаты, связанные с конечными элементами. Для обеспечения совместности конечных элементов перед построением глобальных матриц необходимо выполнить преобразование системы координат.

Преобразование координат выполняется согласно выражению

$$\{q_1\} = [T_{10}]\{q_0\},$$

где  $\{q_0\}$  и  $\{q_1\}$  – перемещения в глобальной и локальной системах координат,  $[T_{10}]$  – матрица преобразования координат, содержащая в себе направляющие косинусы углом между соответствующими осями систем координат.



Краны-манипуляторы часто разрабатываются на базе различных модификаций трелевочного гусеничного трактора ТТ-4М. Ходовая система (рис. 2.17) состоит из направляющих колес с амортизирующим и натяжным устройствами, опорных катков, гусеничных цепей, ведущих колес и подвески. Подвеска полужесткая, рычажно-балансирная с четырьмя каретками, передние каретки подрессорены пружинными комплектами.

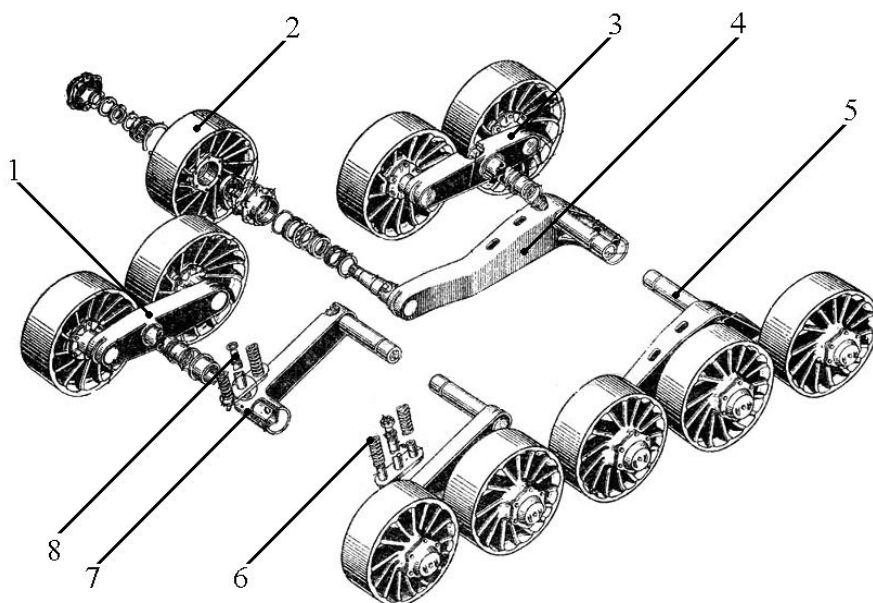


Рис. 2.17. Подвеска базового шасси самоходной энергетической машины (трактор ТТ-4М-01): 1 – передняя каретка; 2 – опорный каток; 3 – задняя каретка; 4 – задний рычаг; 5 – торсион; 6 – пружина передней подвески; 7 – передний рычаг; 8 – демпфер передней подвески

На рис. 2.18 показана динамическая модель движения машины для сварки трубопроводов с грузом. Она содержит элементы базового шасси машины и металлоконструкции крана-манипулятора. Базовое шасси моделируется системой абсолютно жестких тел, соединенных упругими и диссипативными связями.

На рис. 2.18 показаны элементы, моделирующие ходовые колеса и элементы подвески только одной стороны машины. С противоположной стороны машины в модель включена аналогичная группа элементов. Металлоконструкция крана-манипулятора представлена в виде континуальных упругих стержней переменного сечения. Характеристики стержней выражаются моментами инерции сечений и погонной массой. Гидроцилиндры крана-манипулятора представлены упруго-диссипативными связями.

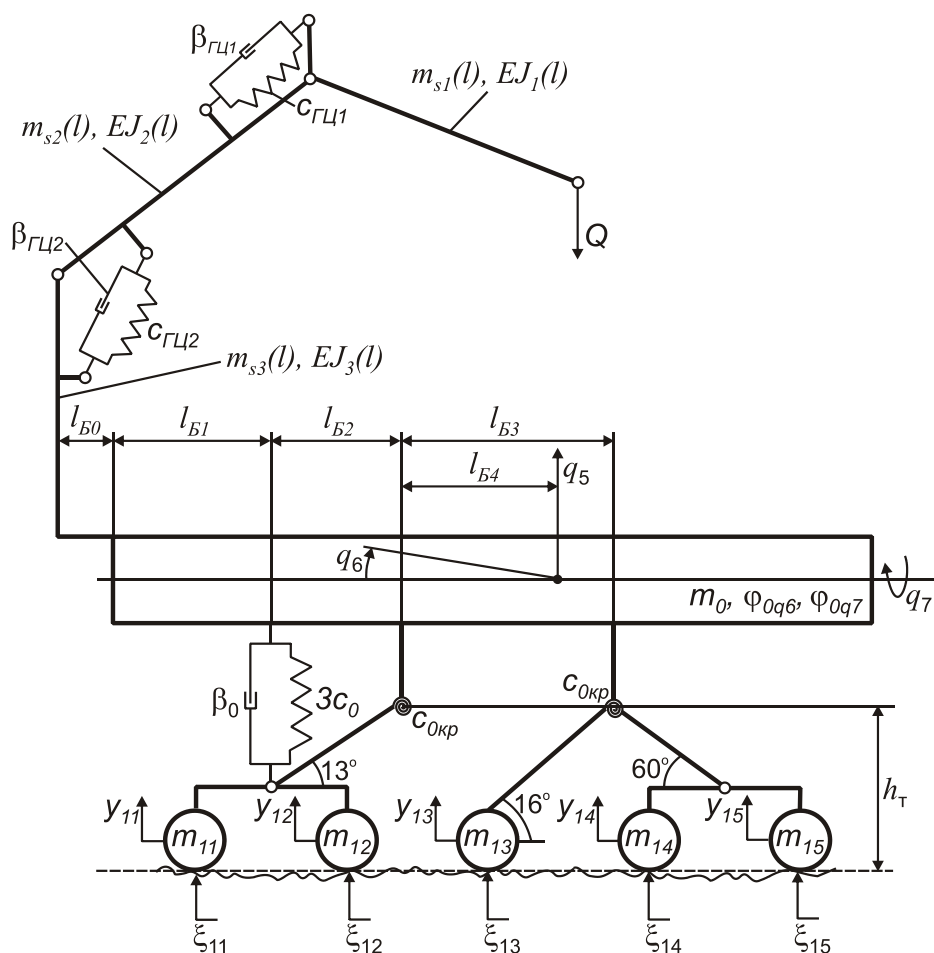


Рис. 2.18. Модель для исследования динамики движения машины с грузом

С использованием разработанной методики и компьютерной программы выполнен анализ динамической нагруженности крана-манипулятора машины АСТ-4-А при движении с грузом массой 750 кг ( $Q = 7357$  Н) по грунтовой дороге со скоростью 0,88 м/с. Интегрирование уравнений движения системы выполнено методом Ньюмарка. Реализация процесса изменения нагрузки на конце стрелы крана-манипулятора показана на рис. 2.19.

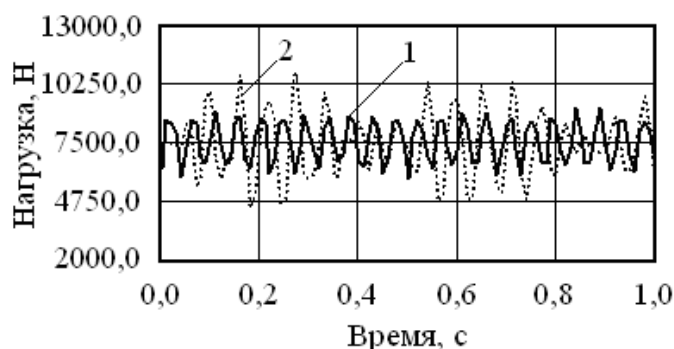


Рис. 2.19. Реализация нагрузки на конце стрелы:  
1 – при проезде стесненных участков (конфигурация 1);  
2 – в нормальных условиях (конфигурация 2)

Из рис. 2.19 видно, что динамические усилия, возникающие в металлоконструкции крана-манипулятора при проезде стесненных мест, на 20...30% ниже, чем при транспортировке палатки сварщика в нормальном транспортном положении. В нормальном положении жесткость конструкции ниже, поэтому частота процесса уменьшается на 25..35%. В этом случае процесс является более неравномерным, так как появляются дополнительные составляющие, вызванные боковой качкой в силу несимметричного расположения стрелы и груза относительно базового шасси.

Наибольший вклад в величину динамических усилий вносят воздействия, вызванные движением машины по неровностям, и колебания подвешенного груза (рис. 2.20). С удалением от элементов подвески влияние геометрической неровности на характер динамических нагрузок в металлоконструкции крана-манипулятора падает (рис. 2.20 а, б), а влияние колебаний подвешенного груза – возрастает (рис. 2.20 в). Это объясняется наличием в системе демпферных устройств (гидроцилиндров).

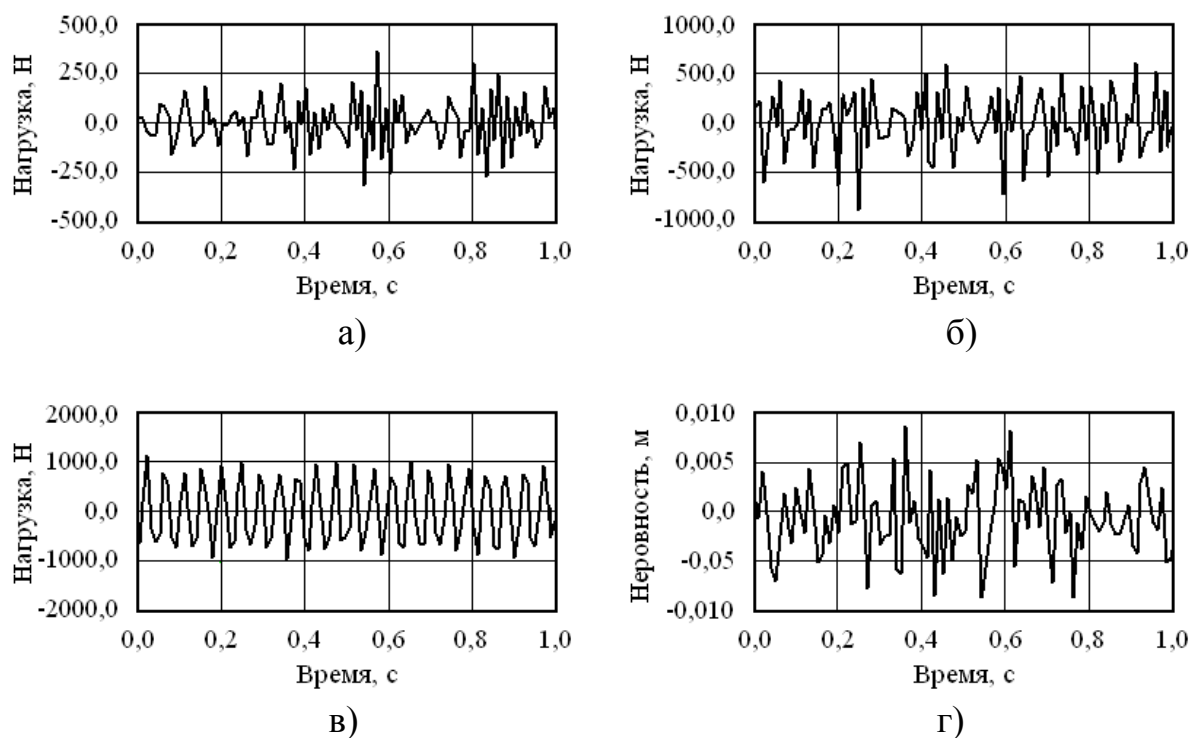


Рис. 2.20. Динамическая составляющая нагрузки (стрела в положении для проезда стесненных участков):

- а – в районе крепления нижнего гидроцилиндра к поворотной колонне;
- б – в середине стрелы; в – в середине рукояти;
- г – реализация геометрической неровности

Динамический анализ на основе метода конечных элементов в промышленном пакете позволил определить значения напряжений, действующих в металлоконструкции крана-манипулятора (табл. 2.9).

Выполнен анализ влияния жесткости пружинного комплекта передней подвески, вязкости демпфера передней подвески и массы опорного катка на нагруженность крана-манипулятора машины АСТ-4-А. Для оценки влияния параметров подвески базового шасси выполнены серии численных расчетов.

Для каждого значения жесткости смоделировано по 100 реализаций действующих в конструкции динамических усилий. Каждая реализация содержала по 100 000 циклов. Полученные выводы подтверждаются результатами [36].

Таблица 2.9

Результаты динамического МКЭ-расчета

Зона металлоконструкции	Эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа	
	При проезде стесненных участков	В нормальных условиях
Пояса рукояти	185	200
Обечайка рычага рукояти	285	315
Пояса стрелы	230	280
В поворотной колонне	220	275

**Жесткость пружинного комплекта передней подвески.** График относительной зависимости среднеквадратичной величины усилия в металлоконструкции крана-манипулятора и элементах базового шасси от относительной жесткости пружинного комплекта передней подвески показан на рис. 2.21. Базовая жесткость комплекта – 1242 кН/м, среднеквадратичное усилие в середине рукояти крана-манипулятора при номинальной жесткости – 1054 Н, в рычаге подвески – 77100 Н.

С увеличением жесткости пружинного комплекта динамические нагрузки в кране-манипуляторе снижаются. Снижение усилий идет до относительной жесткости 1,7, после чего начинается их рост. Следует отметить, что при относительной жесткости 1,3...2,0 динамические усилия изменяются незначительно (от 970 до 992 Н). Однако при увеличении жесткости растут усилия, действующие в элементах подвески. Нагруженность передней подвески практически линейно зависит от жесткости пружинного комплекта.

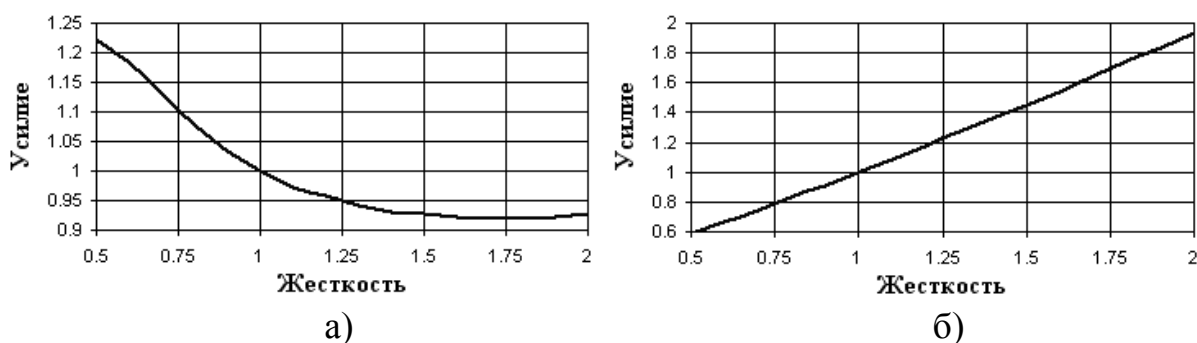


Рис. 2.21. Относительная зависимость среднеквадратичной величины усилий от относительной жесткости пружины: а – усилие в рукояти крана-манипулятора; б – усилие в рычаге передней подвески

Снижение нагрузки на кран-манипулятор на 5% приведет к увеличению нагрузки на подвеску на 20%. Поэтому не рекомендуется увеличивать жесткость пружинного комплекта передней подвески с целью уменьшения действующих на кран манипулятор нагрузок, так как это приведет к ускоренному износу элементов базового шасси.

**Вязкость демпфера передней подвески.** График относительной зависимости среднеквадратичной величины усилия в металлоконструкции крана-манипулятора и элементах базового шасси от относительной вязкости демпфера передней подвески показан на рис. 2.22. Базовая вязкость комплекта – 5000 Нс/м.

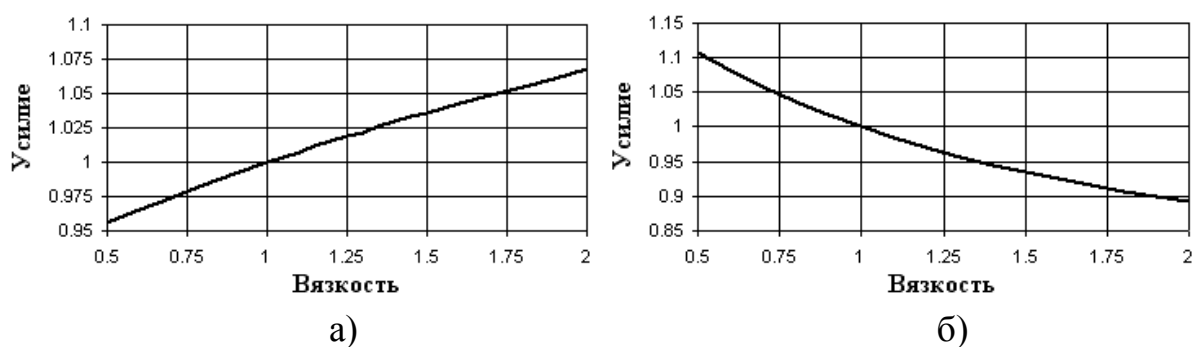


Рис. 2.22. Относительная зависимость среднеквадратичной величины усилий от относительной вязкости демпфера: а – усилие в рукояти крана-манипулятора; б – усилие в рычаге передней подвески

С увеличением вязкости демпфера динамические нагрузки в элементах подвески уменьшаются, а в кране-манипуляторе повышаются. Это объясняется тем, что при повышении жесткости уменьшается плавность хода машины, что отрицательно сказывается на динамической нагруженности крана-манипулятора. В то же время происходит частичная разгрузка подвески в силу того, что в демпфере возникают большие усилия. Снижение нагрузки на кран-манипулятор на 5% приведет к увеличению нагрузки на подвеску на 12%.



**Масса опорного катка.** График относительной зависимости среднеквадратичной величины усилия в металлоконструкции крана-манипулятора и элементах базового шасси от массы опорного катка показан на рис. 2.23. Базовая масса катка – 60 кг.

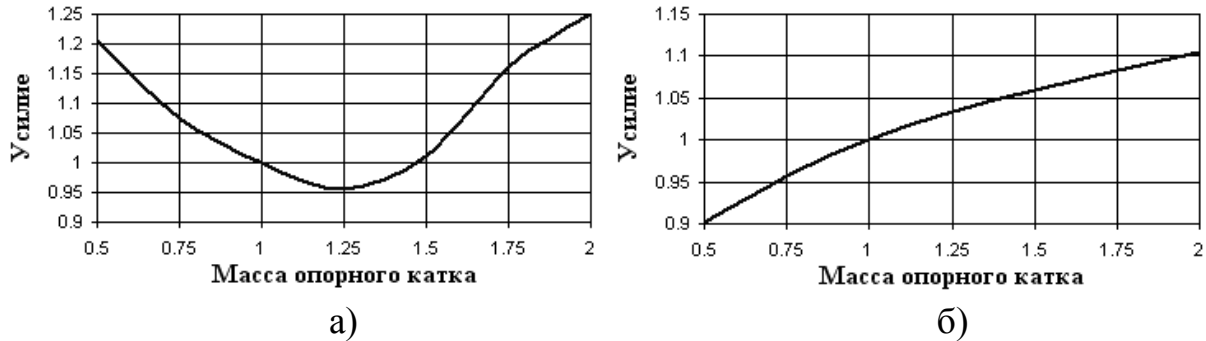


Рис. 2.23. Относительная зависимость среднеквадратичной величины усилий от относительной массы опорного катка: а – усилие в рукояти крана-манипулятора; б – усилие в рычаге передней подвески

С увеличением массы опорных катков увеличиваются усилия в подвеске, так как опорные катки являются неподрессоренными массами. Увеличение массы опорного катка на 25% до 75 кг позволит максимально снизить нагруженность крана-манипулятора (на 5%). При этом увеличение нагрузки на подвеску не превысит 3...4%.

### ГЛАВА 3.

## РАСЧЕТ БАШЕННОГО КРАНА

Башенные краны находят широкое применение в строительстве, на полигонах, складах, лесозаготовках. Их доля в парке передвижных стреловых кранов – 20 %

Применение МКЭ показано на примере стационарного башенного крана с горизонтальной балочной стрелой (рис. 3.1). Максимальная грузоподъемность крана 10 т достигается при вылете 12,4 м. При максимальном вылете 60 м грузоподъемность составляет 1,4 т. Высота подъема – 50 м.

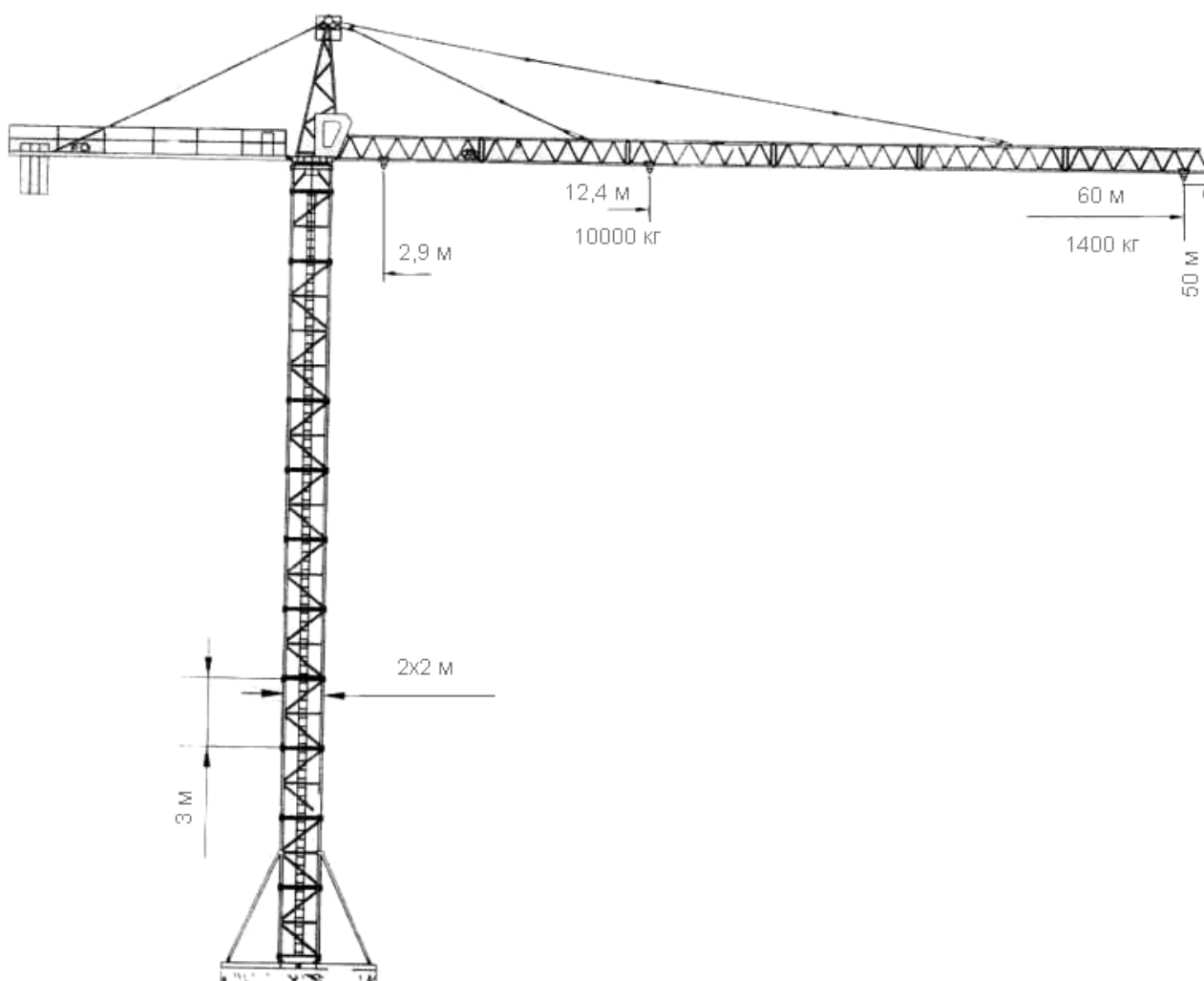


Рис. 3.1. Исследуемый башенный кран

### 3.1. Расчетные случаи

Расчетные случаи выбраны согласно [29]. В статической постановке: испытание крана при различном вылете (вес груза); нормальная работа крана (совокупность ветровой нагрузки и веса груза); нерабочее состояние (максимальная ветровая нагрузка для заданного ветрового района). В динамической постановке: ветровая нагрузка; сейсмическая нагрузка; подъем груза при различном вылете.

### 3.2. Конечноэлементная модель башенного крана

Конечноэлементная модель крана (рис. 3.2) построена из конечных элементов типа beam (наиболее общий вариант стержневых конечных элементов, воспринимающий все виды нагрузок). Канаты смоделированы при помощи конечных элементов типа rope (работает на растяжение, сжатие и кручение). Противовес горизонтальной стрелы учтен в модели при помощи конечного элемента mass (сосредоточенная в узле масса).

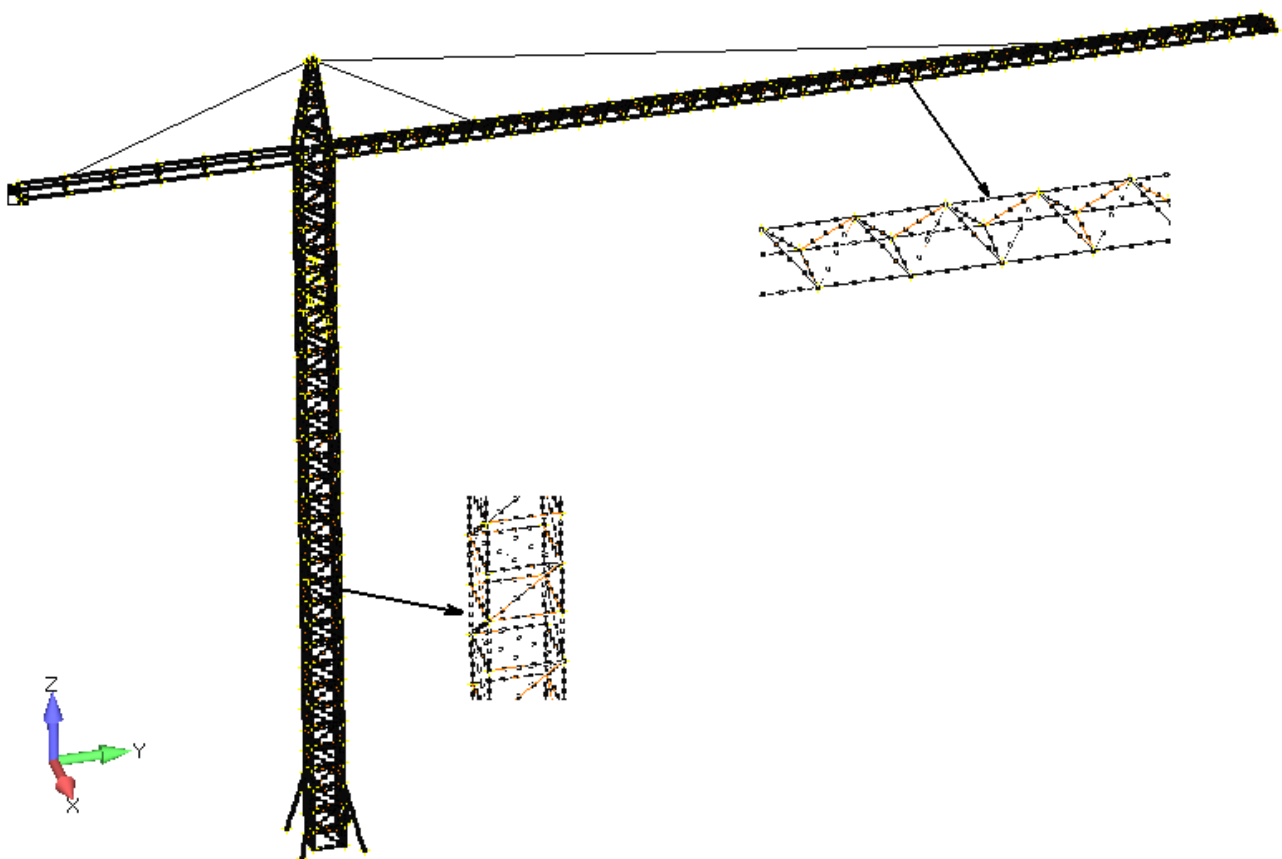


Рис. 3.2. Конечноэлементная модель башенного крана

### 3.3. Результаты расчета

Результаты расчета для груза на максимальном вылете приведены на рис. 3.3 и рис. 3.4.

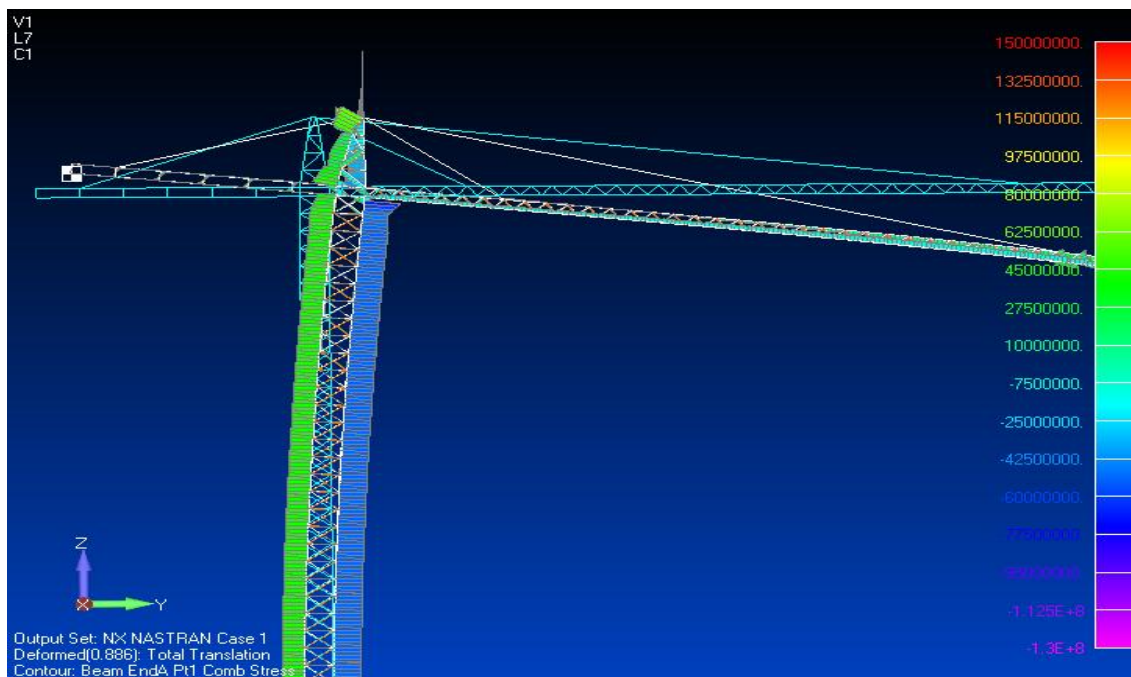


Рис. 3.3. Эквивалентные напряжения от груза на максимальном вылете, Па

Для данного расчетного случая напряжения в вертикальных стойках башни составляют в среднем 52 МПа. Согласно аналитическим расчетам – 55 МПа.

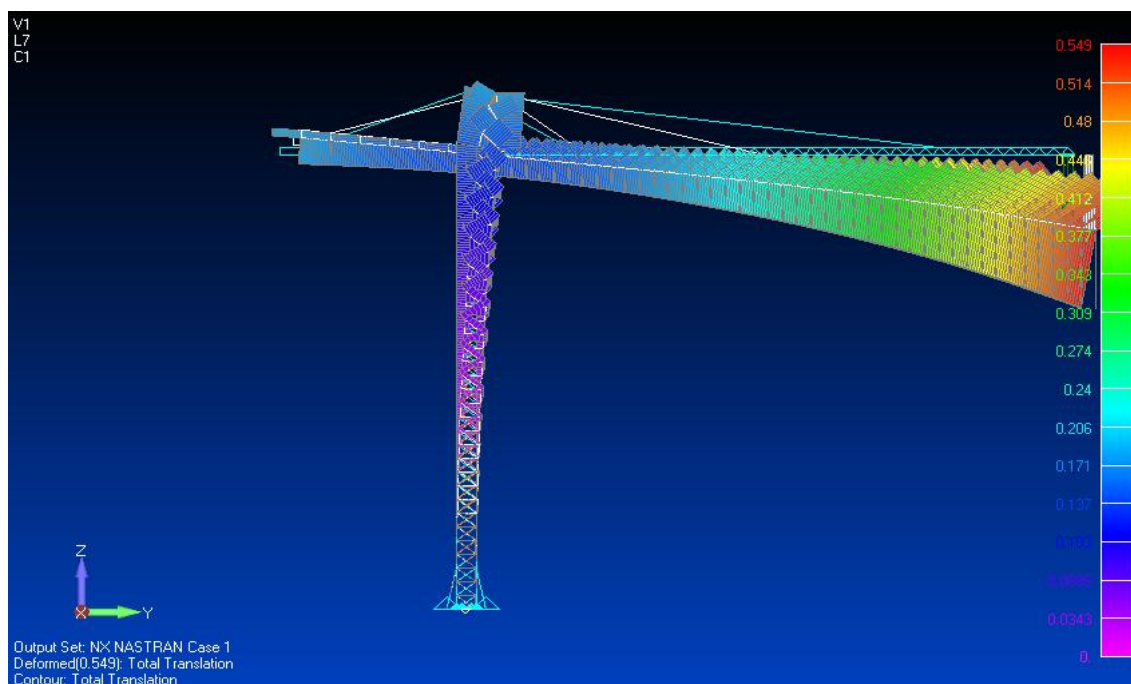


Рис. 3.4. Деформации от груза на максимальном вылете, м

Результаты расчета для максимального груза на минимальном вылете приведены на рис. 3.5 и рис. 3.6.

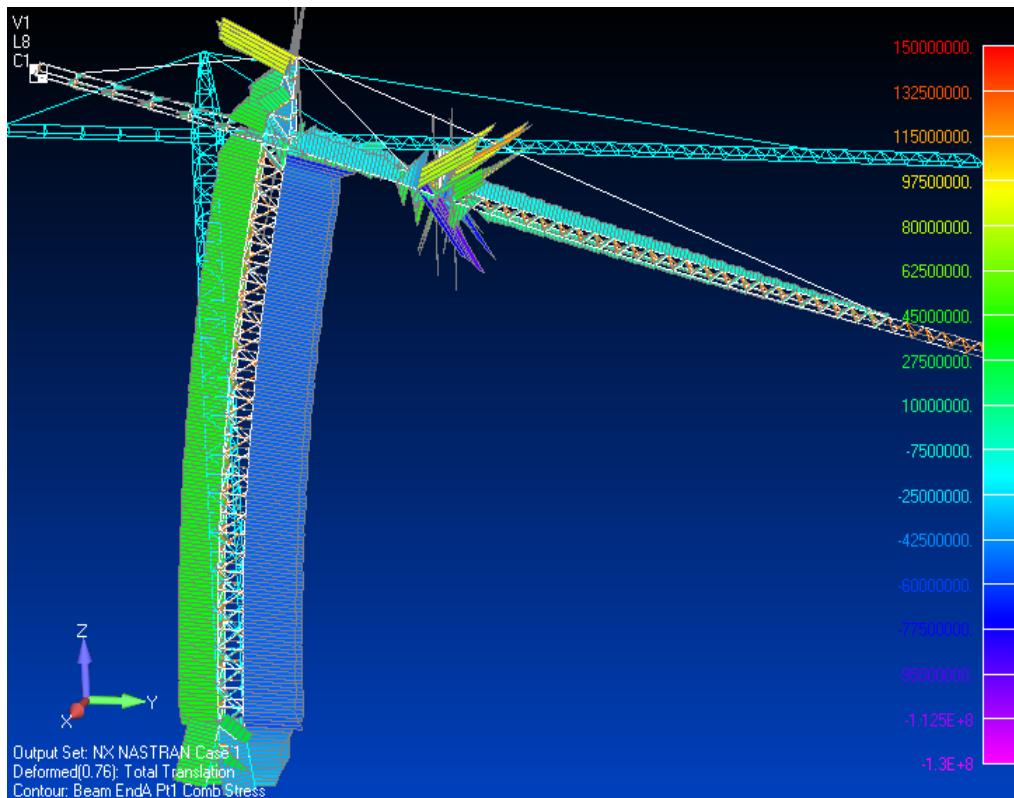


Рис. 3.5. Эквивалентные напряжения от груза на минимальном вылете, Па

Для данного расчетного случая напряжения в вертикальных стойках башни составляют в среднем 69 МПа. Согласно аналитическим расчетам – 71 МПа.

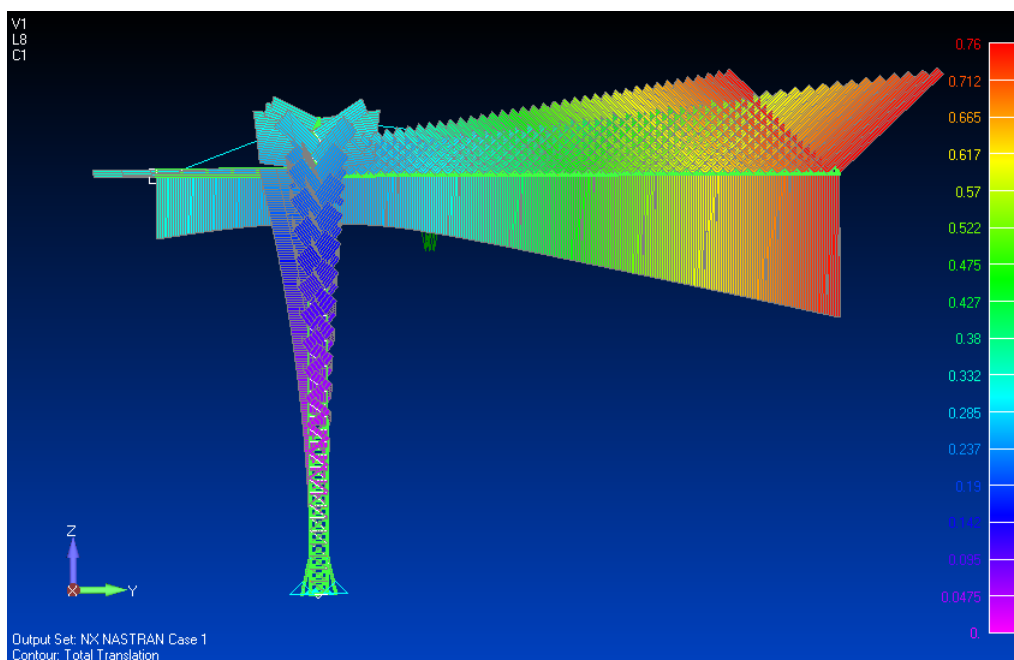


Рис. 3.6. Деформации от груза на минимальном вылете, м

Результаты расчета при действии максимального груза на максимальном вылете, нормальной ветровой нагрузки и собственного веса приведены на рис. 3.7 и рис. 3.8.

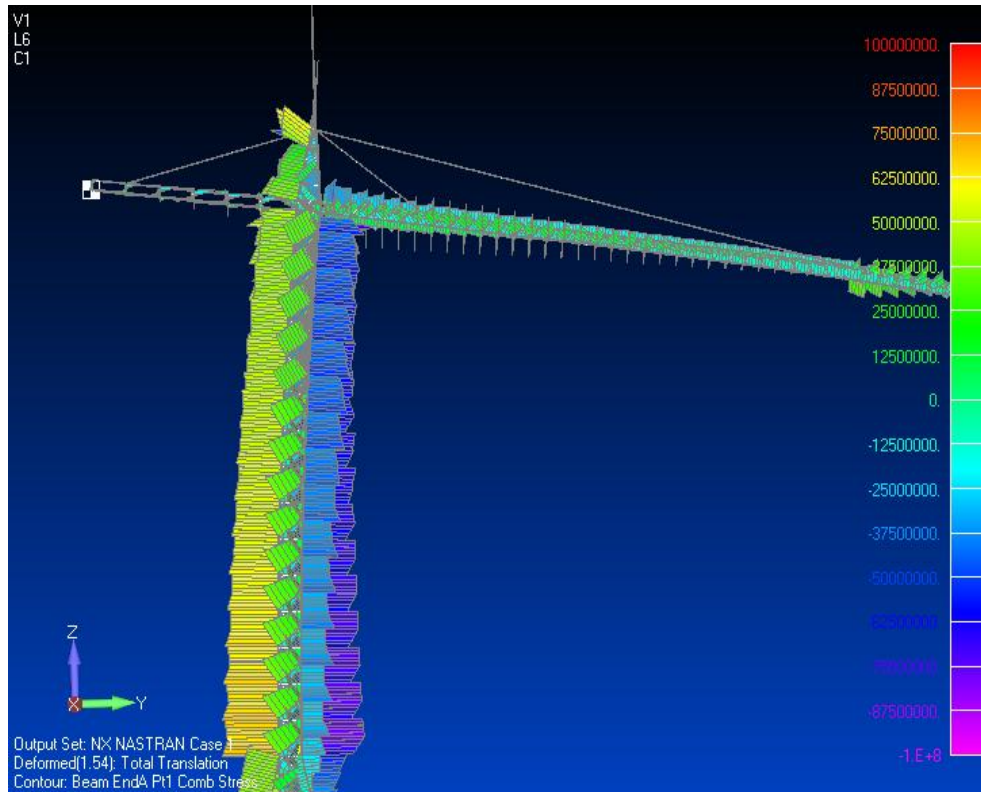


Рис. 3.7. Эквивалентные напряжения, Па

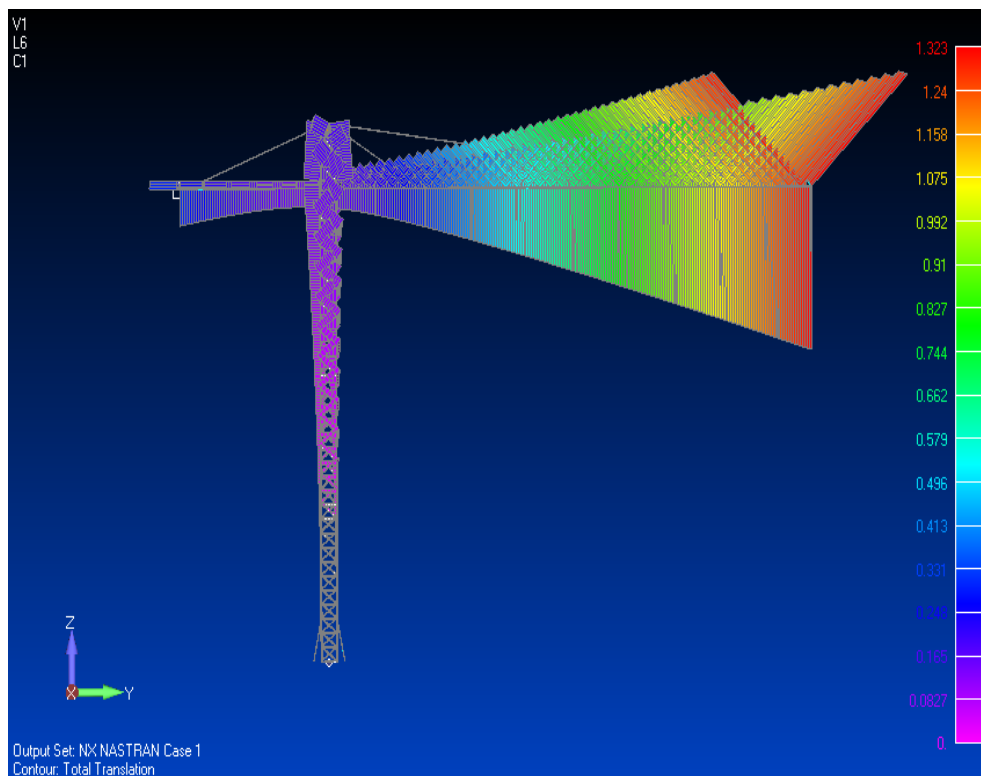


Рис. 3.8. Перемещения, м

Результаты расчета при действии максимального груза на минимальном вылете, нормальной ветровой нагрузки и собственного веса приведены на рис. 3.9 и рис. 3.10.

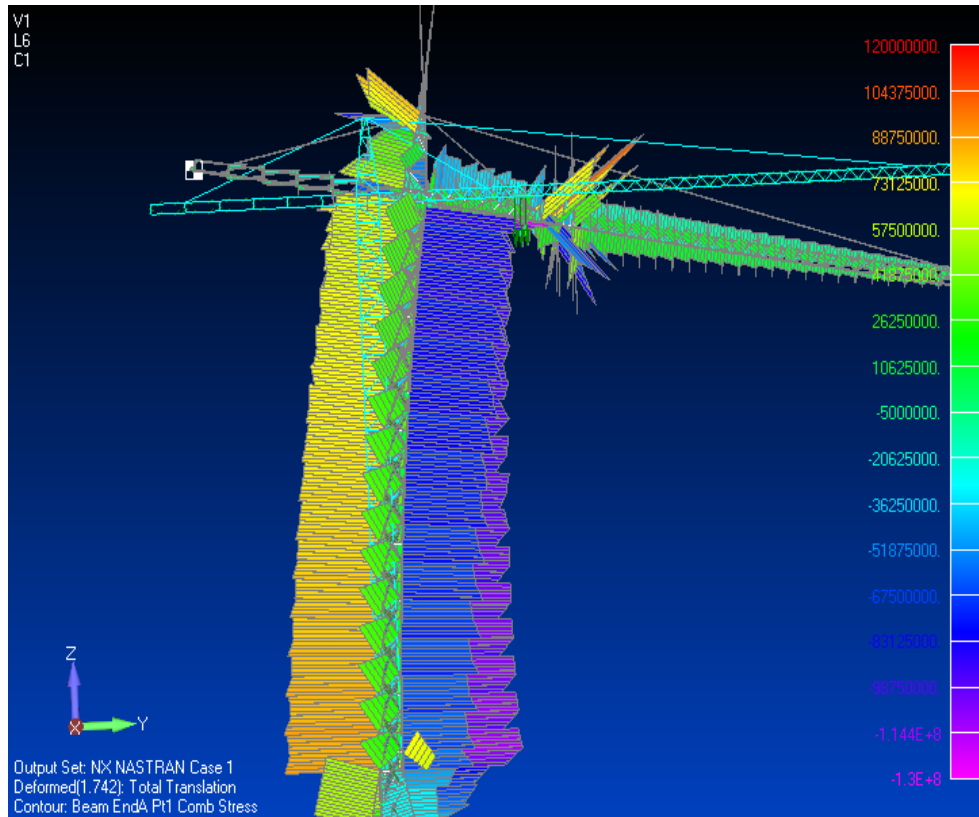


Рис. 3.9. Эквивалентные напряжения, Па

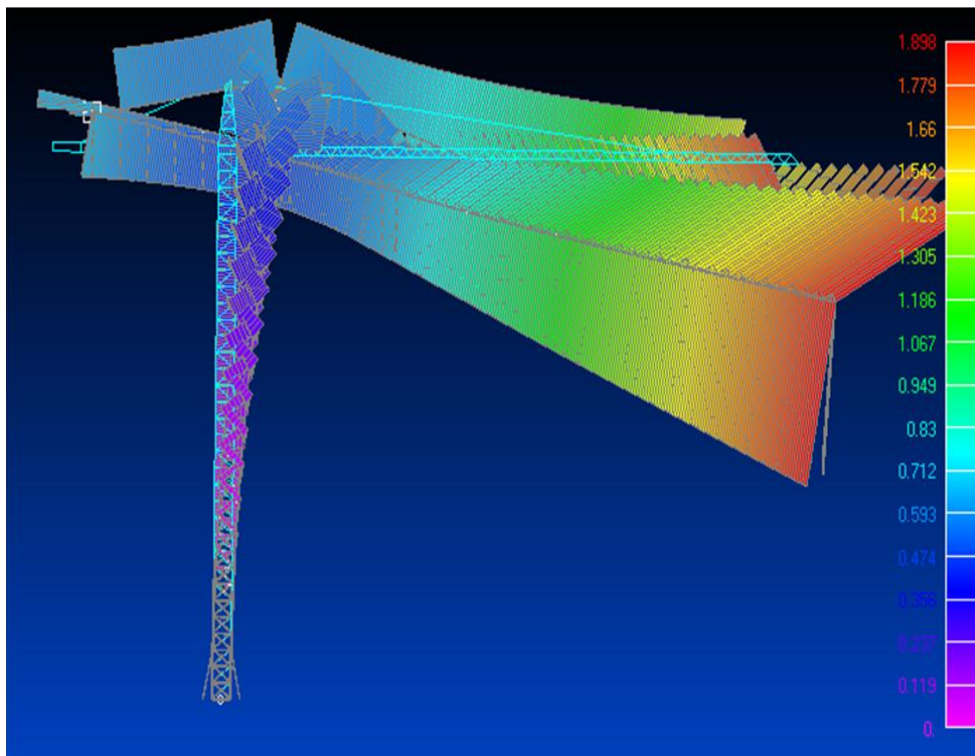


Рис. 3.10. Перемещения, м



Результаты расчета для случая действия максимальной ветровой нагрузки приведены на рис. 3.11 и рис. 3.12.

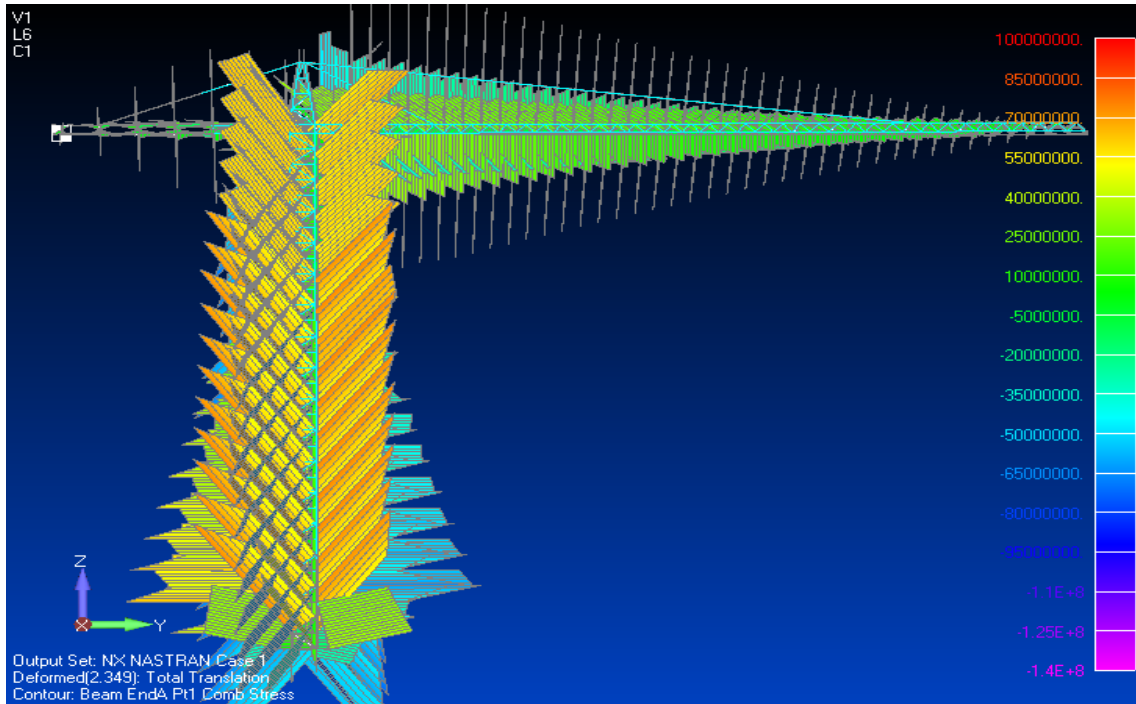


Рис. 3.11. Эквивалентные напряжения, Па

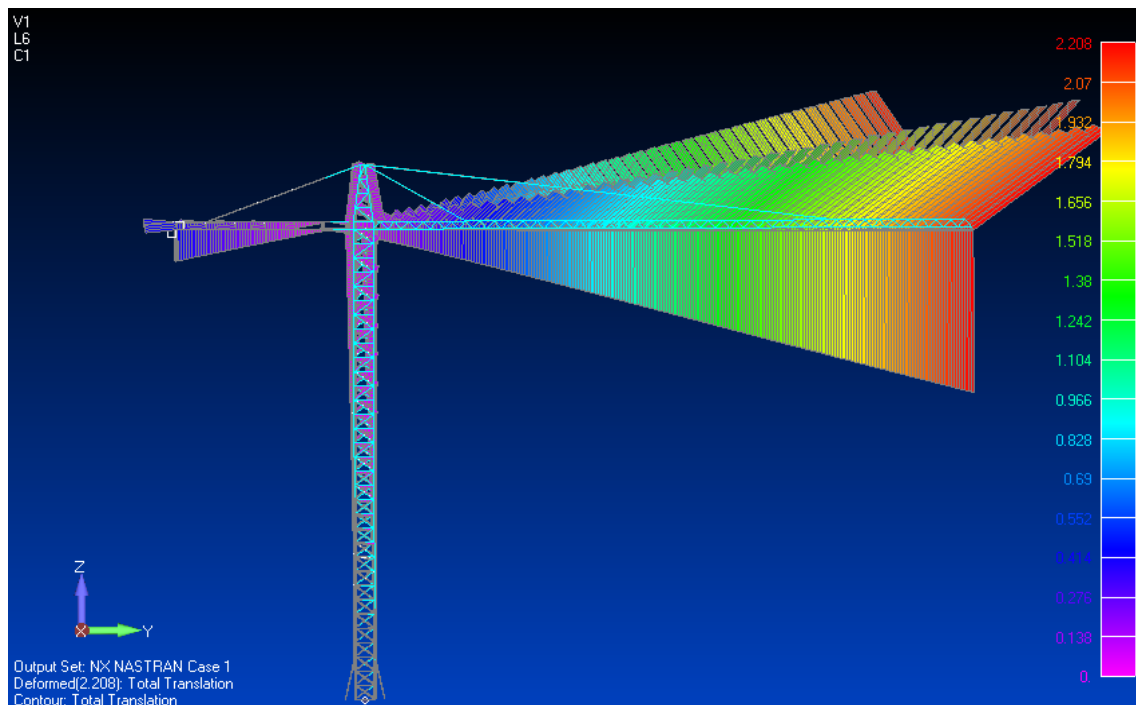


Рис. 3.12. Перемещения, м



### 3.4. Расчет крана при действии динамических нагрузок

Динамическая нагрузка задается в виде графика изменения во времени (рис. 3.13). Здесь рассмотрена сейсмическая нагрузка при землетрясении в 7-9 баллов. Сейсмическая нагрузка задана в виде ускорения, горизонтальные составляющие ускорения оказывают наиболее разрушающее воздействие на конструкцию и превышают вертикальные.

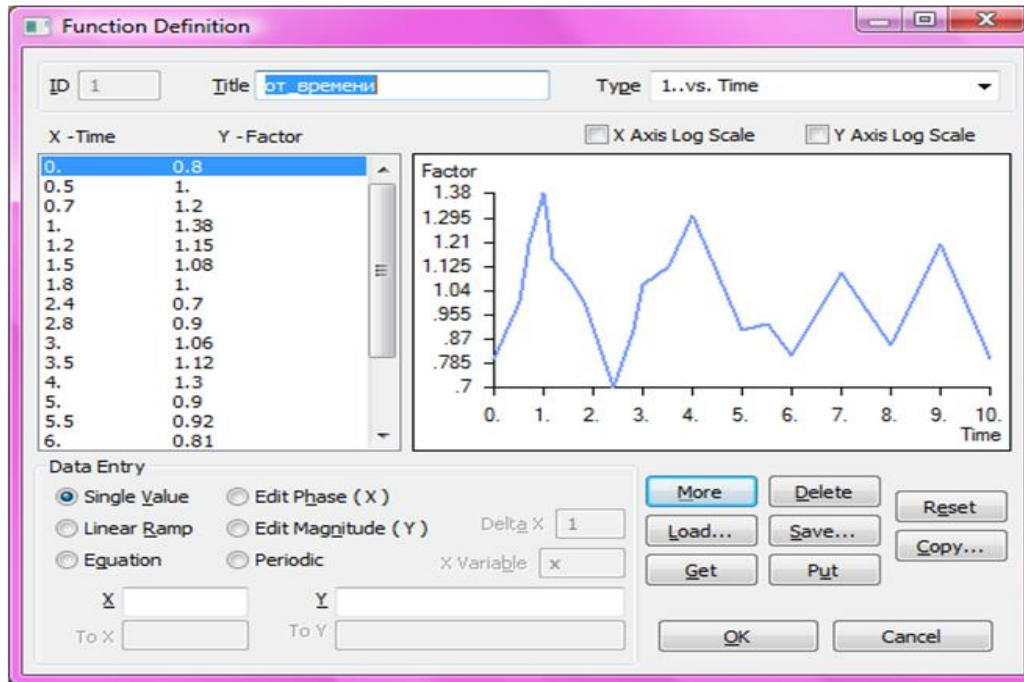


Рис. 3.13. Функция зависимости нагрузки (ускорения) от времени

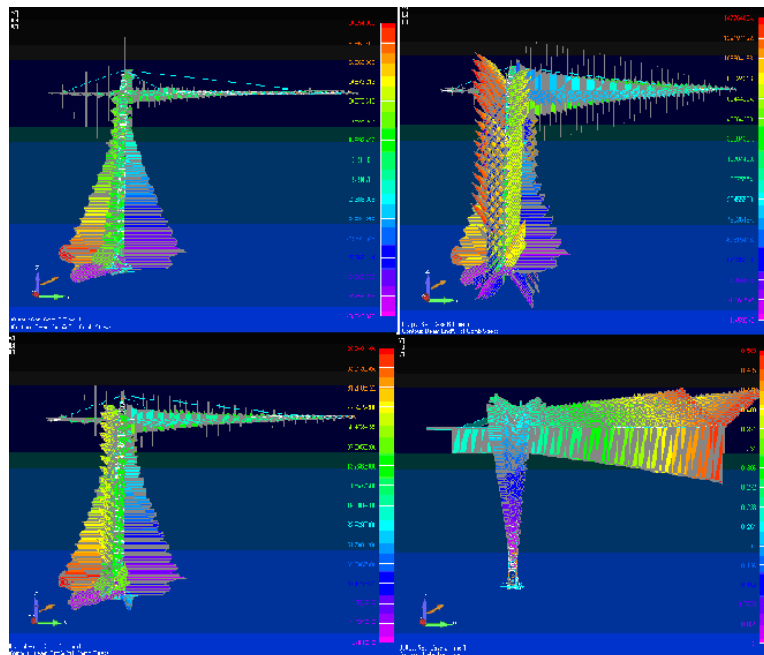


Рис. 3.14. Результаты динамического расчета

## ГЛАВА 4.

### РАСЧЕТ МОСТОВОГО КРАНА ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Краны мостового типа предназначены для обслуживания площадок прямоугольной формы (цехов промышленных предприятий, открытых складов и т.д.).

Наибольшее распространение получили двухбалочные электрические мостовые краны общего назначения. Metalлоконструкции этих кранов (рис. 4.1) [37] состоит из моста 11, перемещающегося на ходовых колесах 3, установленных на концевых балках 4 моста крана, по подкрановым путям 2. Эти пути уложены на подкрановых продольных балках, закрепленных на консольных выступах колонн цеха. По верхнему (а в некоторых конструкциях – по нижнему) поясу балок моста поперек пролета цеха передвигается крановая тележка 8 с подъемным механизмом 7 с грузозахватным элементом (крюком, грейфером, электромагнитом и т.п.).

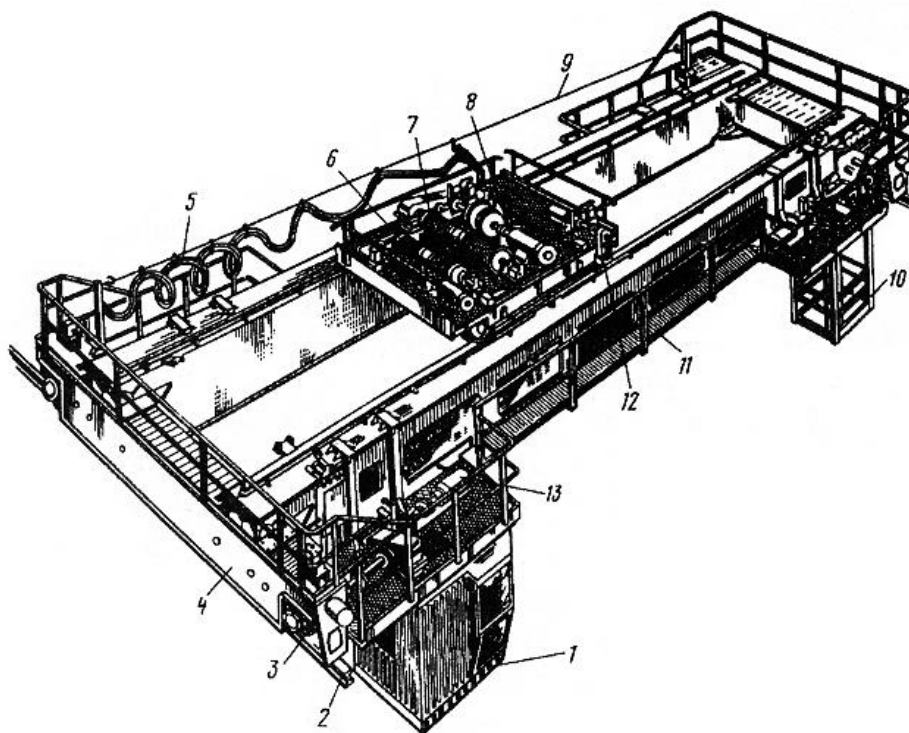


Рис. 4.1. Мостовой электрический кран общего назначения

В зависимости от типа крана на тележке можно размещать различные типы механизмов подъема, один из которых является главным 7, а второй – вспомогательным 6. Механизм 13 передвижения крана установлен на мосту крана, а механизм 12 передвижения тележки – непосредственно на тележке. Управление краном осуществляется из кабины 1.

Питание электродвигателей осуществляется от цеховых троллеев через скользящие токосъемники. Обслуживание троллеев осуществляется с помощью площадки 10. Токопровод к механизмам, установленным на тележке крана, осуществляется через гибкий кабель 5, скользящий по проволоке 9.

Расстояние между головками рельсов подкранового пути называют пролетом крана  $L_K$ , а расстояние между осями передних и задних колес или балансирных тележек базой крана.

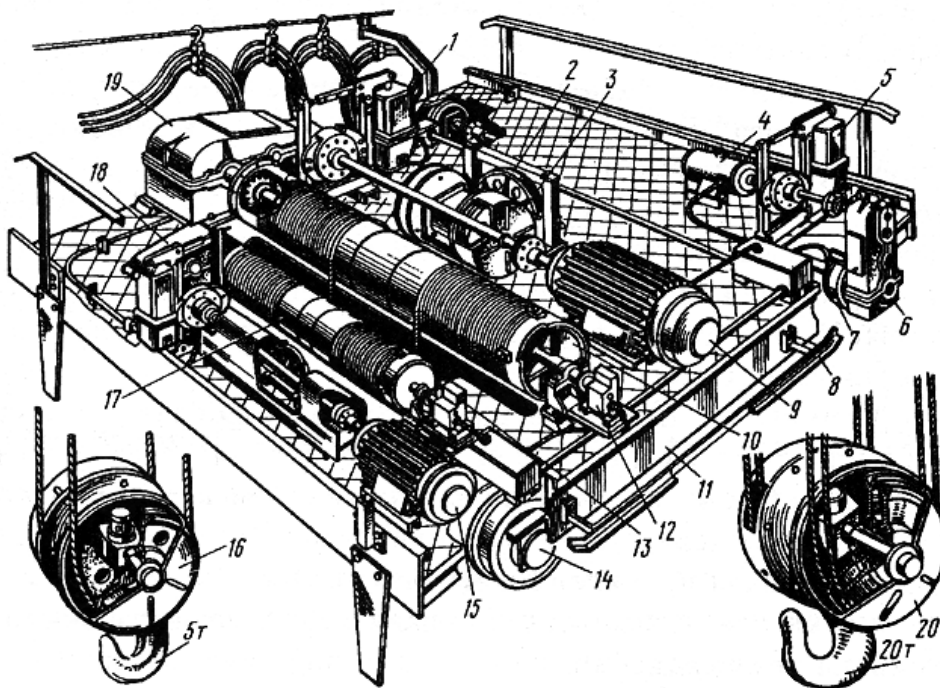


Рис. 4.2. Тележка мостового крана с главным и вспомогательным подъемом

Расположение механизмов на тележке мостового крана грузоподъемностью 5 и 20 т показано на рис. 4.2. На раме тележки 11 размещены механизмы главного и вспомогательного подъемов и механизм передвижения. Механизм главного подъема состоит из электродвигателя 9, соединенного длинным валом-вставкой с редуктором 19.

Зубчатая муфта, соединяющая вал-вставку и быстроходный вал редуктора 19 служит шкивом колодочного тормоза 1 с приводом от электрогидравлического толкателя. Выходной вал редуктора 19 связан зубчатой муфтой с барабаном 10. Опоры верхних блоков 3 полиспаста и уравнильные блоки 2 расположены на верхней поверхности рамы. Ограничителем высоты подъема служит шпindelный концевой выключатель 12. Вспомогательный механизм подъема имеет схожую кинематическую схему (15 – двигатель, 18 – редуктор,

17 – барабан, 13 – концевой выключатель). Оба механизма подъема оборудованы крюковыми обоймами 20 (для главного подъема) и 16 (для вспомогательного подъема). Механизм передвижения тележки состоит из двигателя 4, тормоза 5, вертикального зубчатого редуктора 6, двух ведущих 7 и двух холостых 14 ходовых колес. На раме тележки укреплена линейка 8 концевой выключателя механизма передвижения тележки.

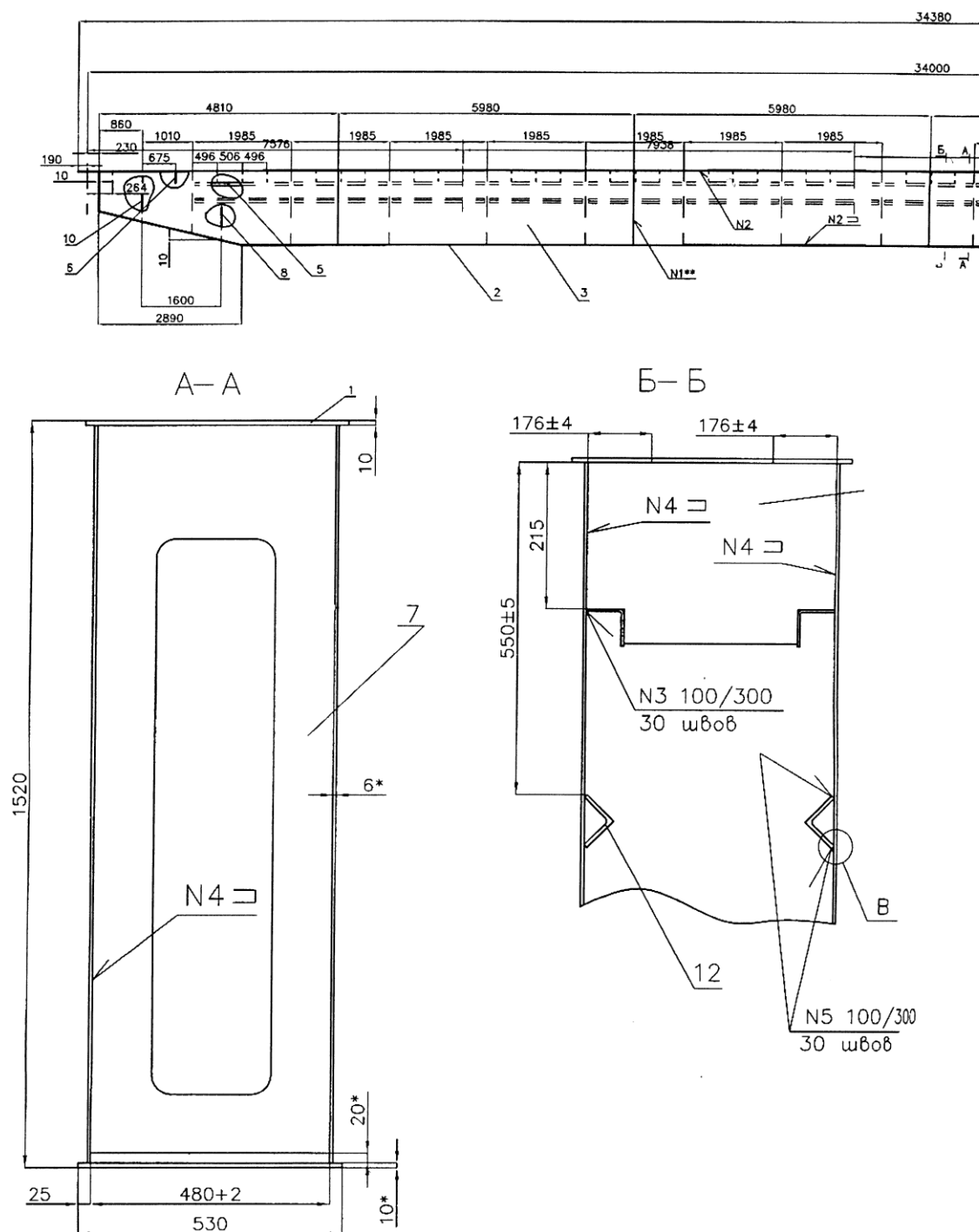


Рис. 4.3. Чертеж главной балки исследуемого мостового крана общего назначения

Существуют различные варианты исполнения элементов металлоконструкции мостового крана [10]. В настоящее время наиболее распространены мостовые краны с балками коробчатого сечения. Коробчатая конструкция для уменьшения прогиба усилена диафрагмами и ребрами жесткости. Такие балки собирают из листового раскроя и отрезков профиля с помощью сварки.

Подтележечный рельс в кранах отечественного производства укладывается по середине верхнего пояса балки. Краны малой грузоподъемности выполняют с балками открытого сечения (ферменными конструкциями с уложенным направляющим рельсом для тельфера).

Небольшая доля эксплуатирующихся уже 40-50 лет мостовых кранов старого образца имеют клепано-сварную конструкцию балок.

Применение МКЭ показано на примере двухбалочного электрического мостового крана общего назначения (рис. 4.3). Номинальная грузоподъемность крана 10 т, пролет 36 м.

#### 4.1. Расчетные случаи

Расчет мостового крана также выполняется по трем предельным состояниям [29]. Выделяются три вида движений: *a* – подъем (с основания) и опускание (с торможением) груза при неподвижном кране; *b* – разгон (торможение) механизма передвижения крана при неработающих или работающих с постоянной скоростью остальных механизмах; *c* – разгон (торможение) механизма передвижения тележки при неработающих или работающих с постоянной скоростью остальных механизмах.

В расчетах следует учитывать две конфигурации мостового крана: когда грузовая тележка находится по середине пролета крана (1 конфигурация), когда грузовая тележка находится возле одной из концевых балок (2 конфигурация). В первом случае большие напряжения действуют в центральных сечениях главных балок моста. Во втором – в зоне стыка главных и концевых балок.

Перечень нагрузок для расчета кранов мостового типа приведен в табл. 4.1 [29].

Перечень нагрузок для расчета кранов мостового типа [29]

Эксплуатационная нагрузка	Расчетный случай						III
	I			II			
	Расчетное сочетание нагрузок						
	Ia	Ib	Ic	IIa	IIb	IIc	
Весовая нагрузка:							
- груз	+	+	+	+	+	+	-
- вес тележки	+	+	+	+	+	+	+
- вес металлоконструкции, элементов крана и грузозахватного устройства	+	+	+	+	+	+	+
Инерционные динамические нагрузки	+	+	+	+	+	+	-
Нагрузки от удара в буфер	-	-	-	-	+	+	-
Нагрузки от перекоса	-	+	+	-	+	+	-
Ветровая нагрузка	-	-	-	+	+	+	+
Снеговая нагрузка	+	+	+	+	+	+	+
Гололедная нагрузка	+	+	+	+	+	+	+
Температурная нагрузка	+	+	+	+	+	+	+
Сейсмическая нагрузка	-	-	-	+	+	+	+
Технологические нагрузки	+	+	+	+	+	+	-
Специальные нагрузки	-	-	-	+	+	+	-
Монтажные нагрузки	-	-	-	-	-	-	+
Транспортные нагрузки	-	-	-	-	-	-	+
Испытательные нагрузки	-	-	-	-	+	+	+

Примечание: «+» - нагрузка учитывается; «-» - нагрузка не учитывается

## 4.2. Конечноэлементная модель мостового крана

На рис. 4.4 – рис. 4.8 показана конечноэлементная модель мостового крана общего назначения. Конечноэлементная модель мостового крана состоит из 4-х узловых плоских конечных элементов типа Shell. Модель содержит 1850000 степеней свободы.

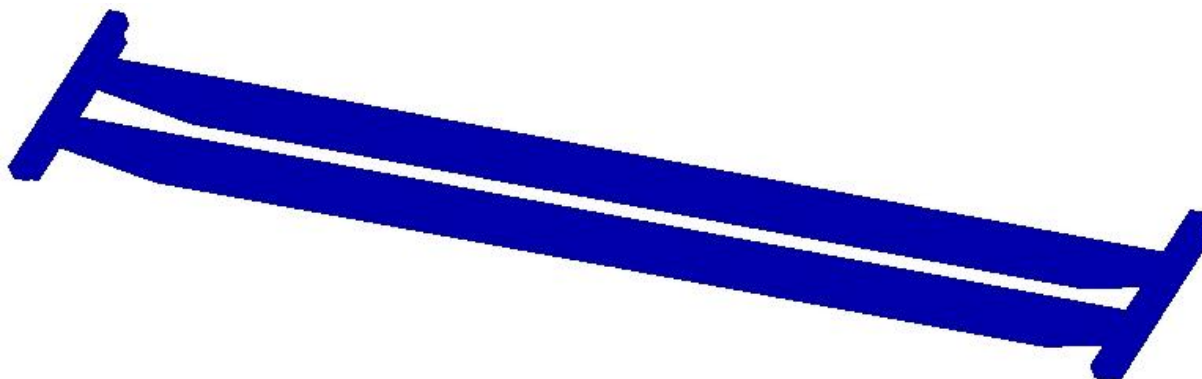


Рис. 4.4. Общий вид конечно-элементной сетки

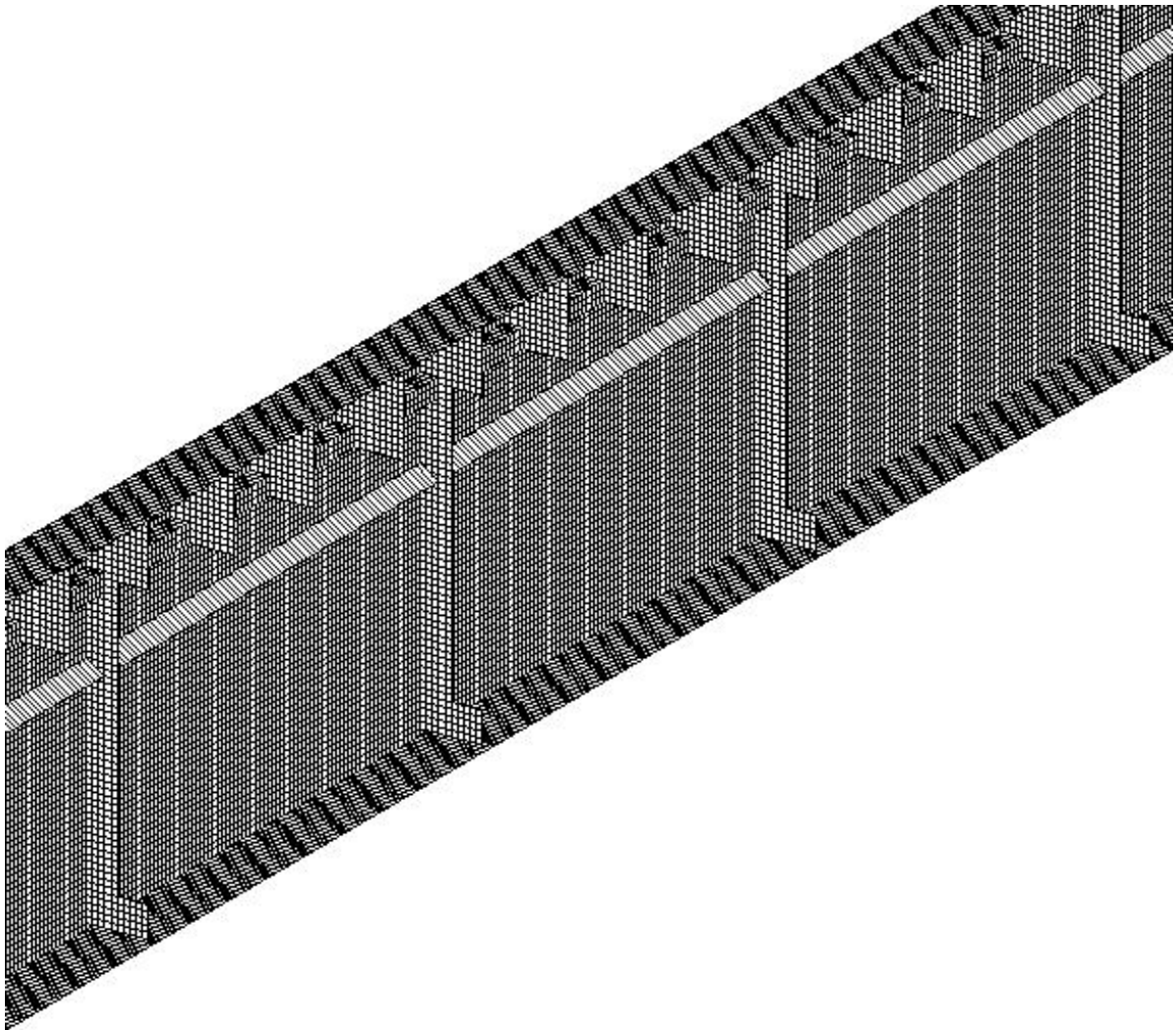
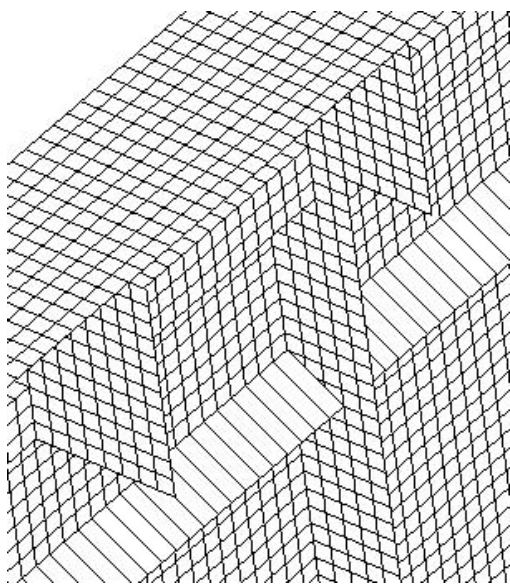
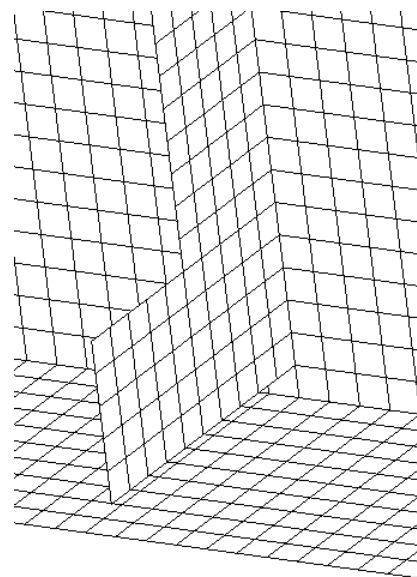


Рис. 4.5. Фрагмент внутренней разбивки главной балки



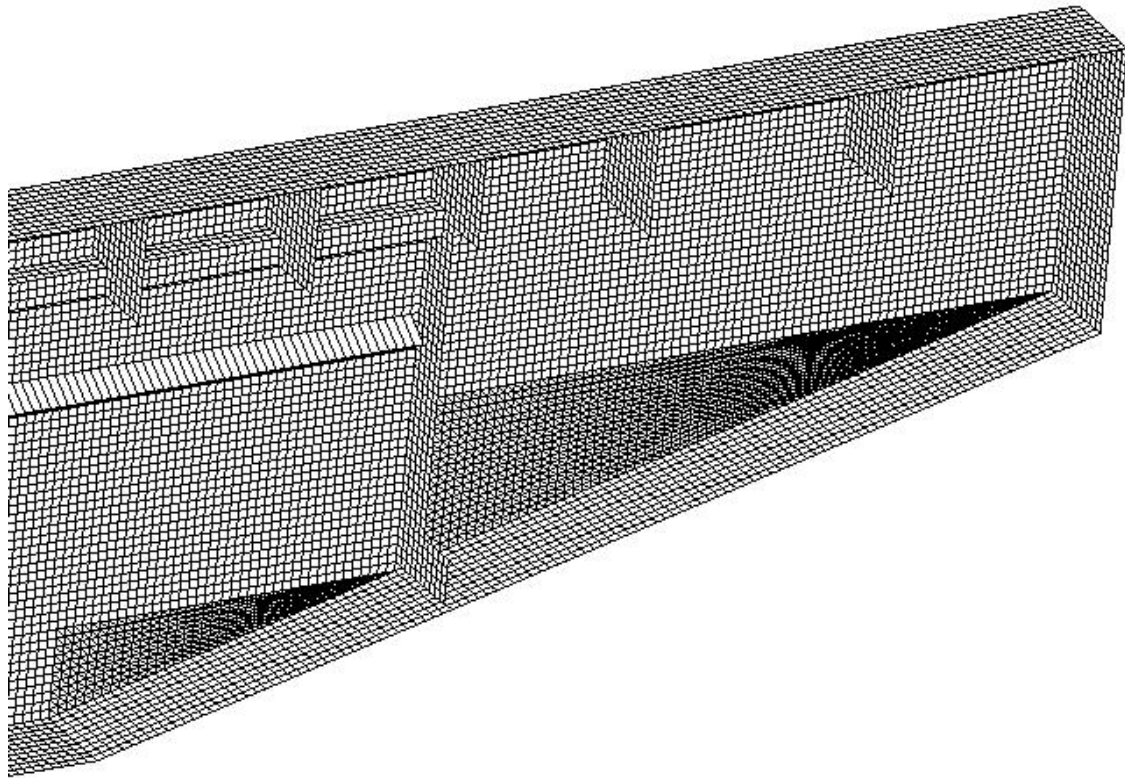
а)



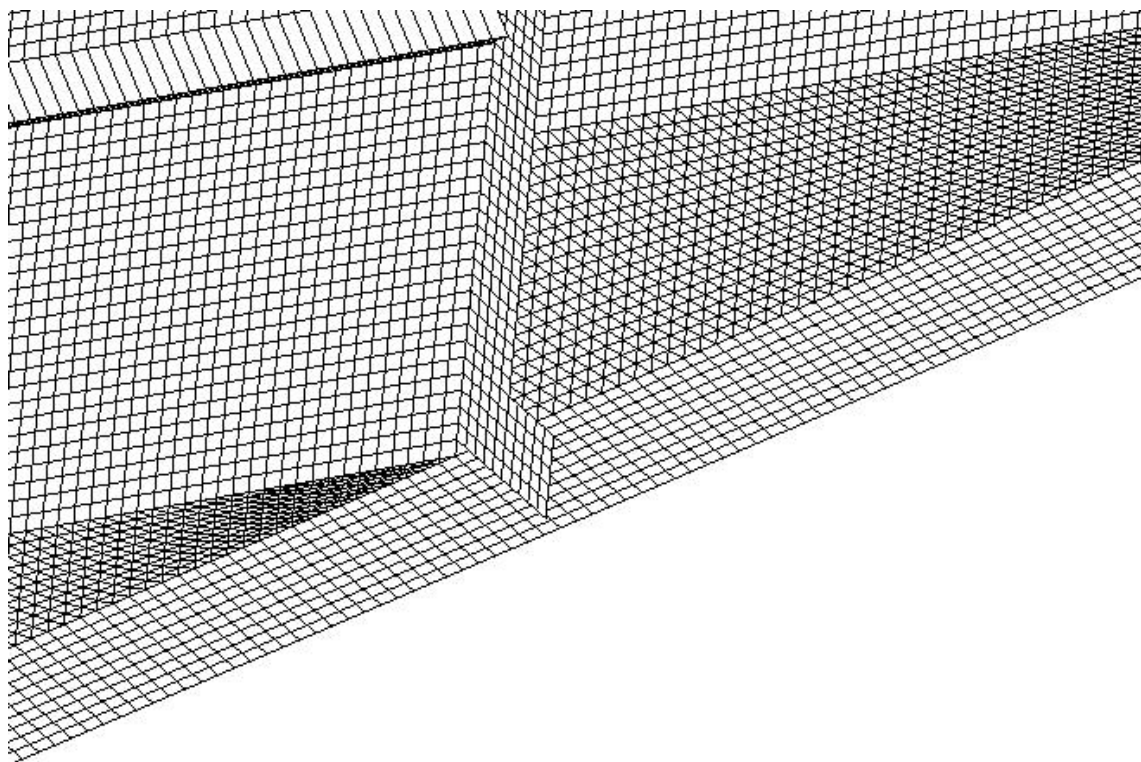
б)

Рис. 4.6. Области возле мембраны главной балки  
а – в районе верхнего пояса; б – в районе нижнего пояса





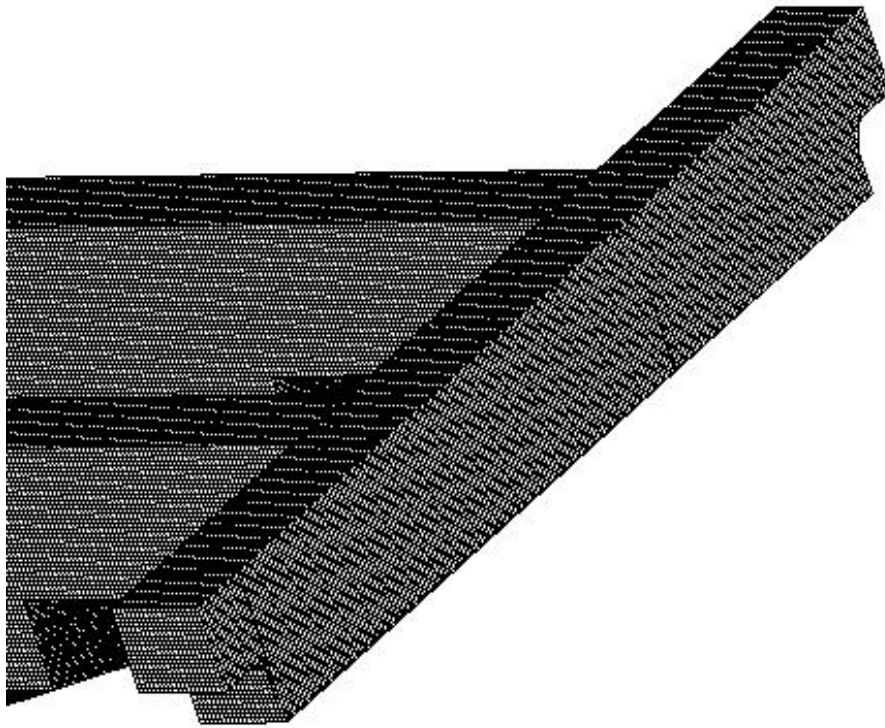
а)



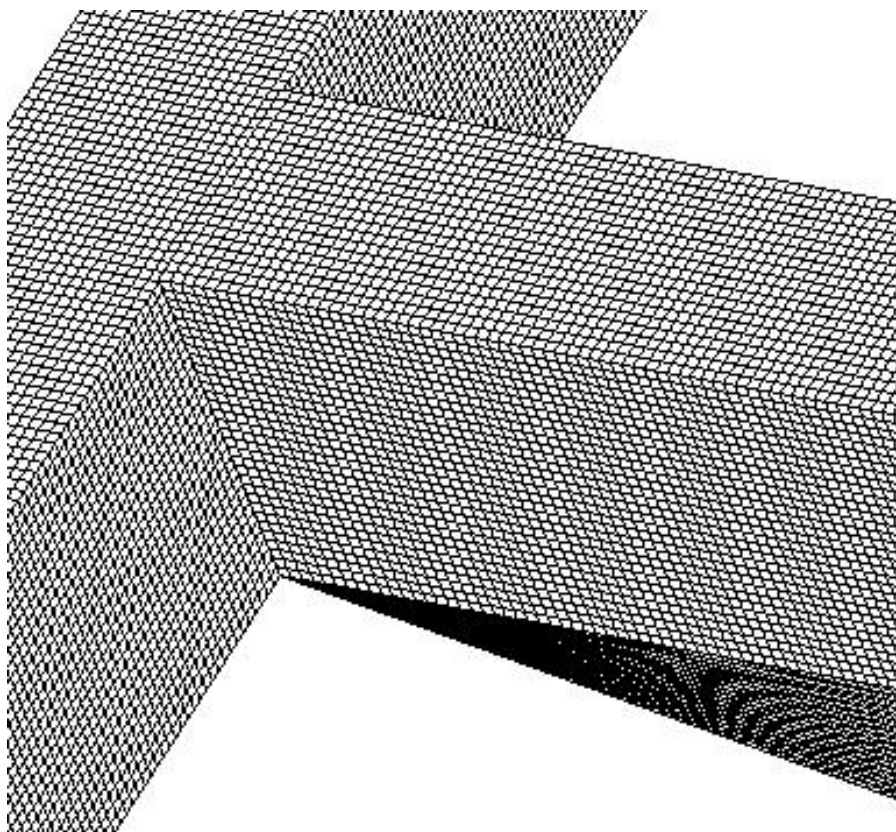
б)

Рис. 4.7. Хвостовая часть главной балки  
а – общий вид; б – в районе нижнего пояса





а)



б)

Рис. 4.8. Концевая балка  
а – общий вид; б – в районе соединения с главной балкой

Кинематические граничные условия следует задавать в четырех опорных точках моста (в районе опирания на ходовые колеса или балансиры) (см. рис. 4.9 и 4.10).

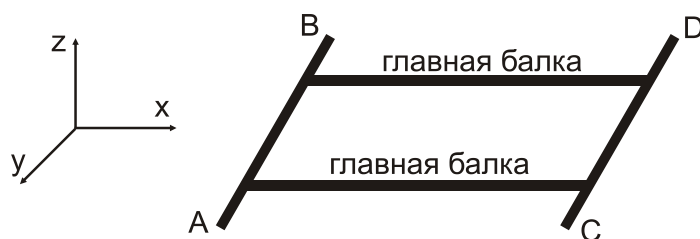


Рис. 4.9. Схема точек опирания

При действии нормальной нагрузки главные и концевые балки крана прогибаются вниз, что приводит к уменьшению пролета и базы. Колеса не препятствуют этому, потому что кран стоит на рельсах под действием силы тяжести. Если в опорных точках запретить перемещения по всем степеням свободы, то жесткость конструкции будет искусственно завышена, так как закрепления будут препятствовать изменению пролета и базы. В связи с этим рекомендуется следующая схема закрепления конечноэлементной модели мостового крана (табл. 4.1). При расчете половины моста учитываются только точки A и D. При расчете четверти – точка A.

Таблица 4.1

Схема закрепления мостового крана

Степень свободы (ось)	Опорная точка моста (рис. 4.9)			
	A	B	C	D
x	+	+	-	-
y	+	-	+	-
z	+	+	+	+

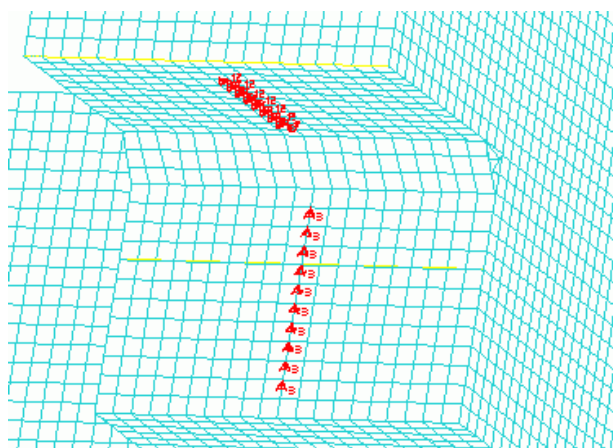


Рис. 4.10. Схема точек опирания

### 4.3. Результаты расчета

На рис. 4.11 показано распределение деформаций в металлоконструкции мостового крана для расчетного случая Ia конфигурации 1. Максимальное расчетное значение отмечено в центральном сечении главной балки и составило 19,6 мм. По данным натурного эксперимента, выполненного ОАО «БЗМТО» (г. Брянск), максимальный прогиб равен 20 мм. Таким образом, результаты расчета подтверждаются данными экспериментальных исследований. Несколько больший прогиб реальной конструкции объясняется наличием незначительных дефектов при изготовлении и погрешностями измерительных приборов.

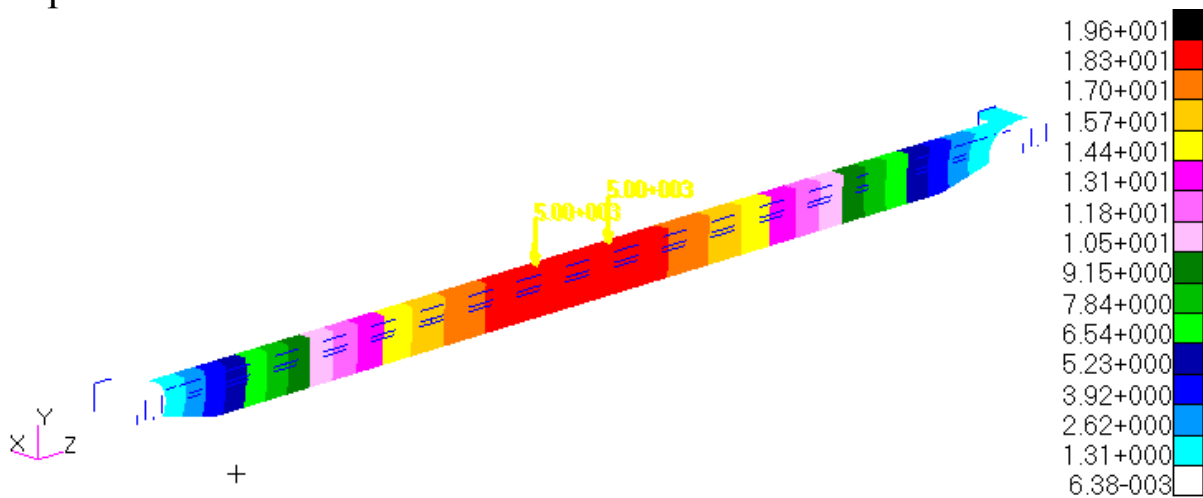


Рис. 4.11. Максимальные перемещения в конструкции, мм

Распределение эквивалентных напряжений в конструкции для расчетного случая Ia показано на рис. 4.12.

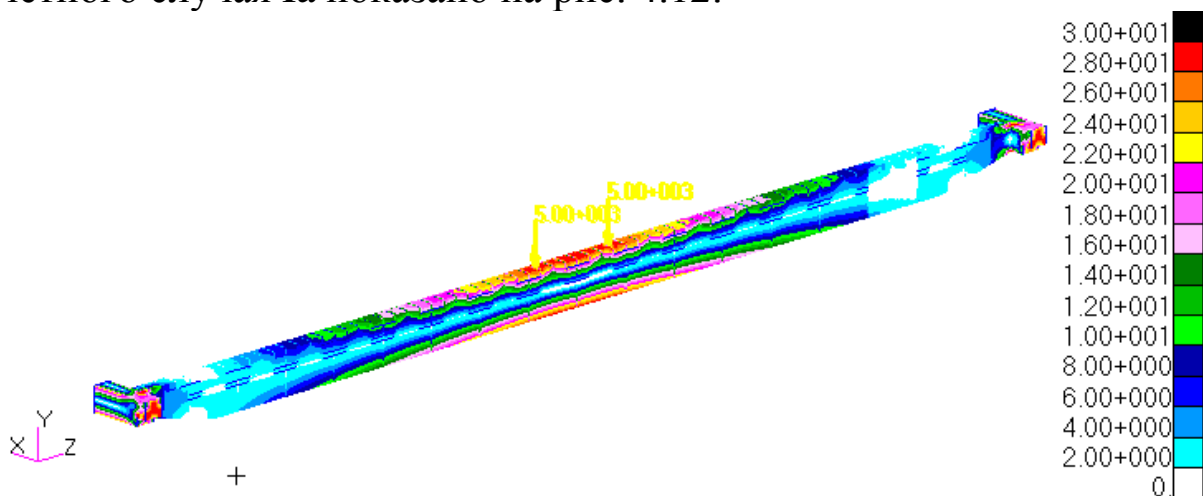


Рис. 4.12. Эквивалентные напряжения, МПа

Распределение максимальных главных напряжений в конструкции для расчетного случая Ia показано на рис. 4.13.

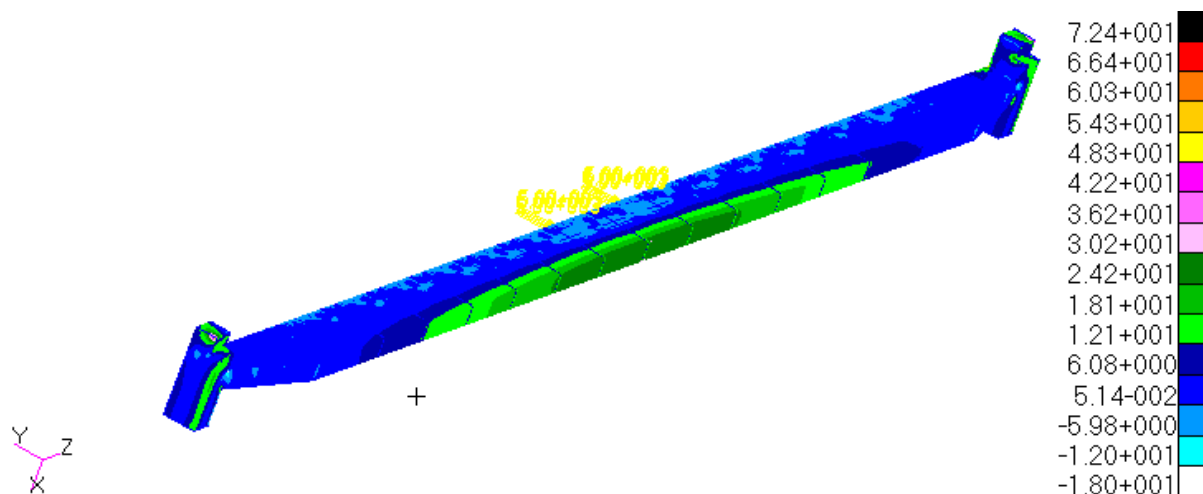


Рис. 4.13. Максимальные главные напряжения, МПа

На рис. 4.14 показано распределение деформаций в металлоконструкции мостового крана для расчетного случая Ia конфигурации 2. Расчетное значение в центральном сечении главной балки составило 1,83 мм. По данным натурного эксперимента, максимальный прогиб равен 2 мм.

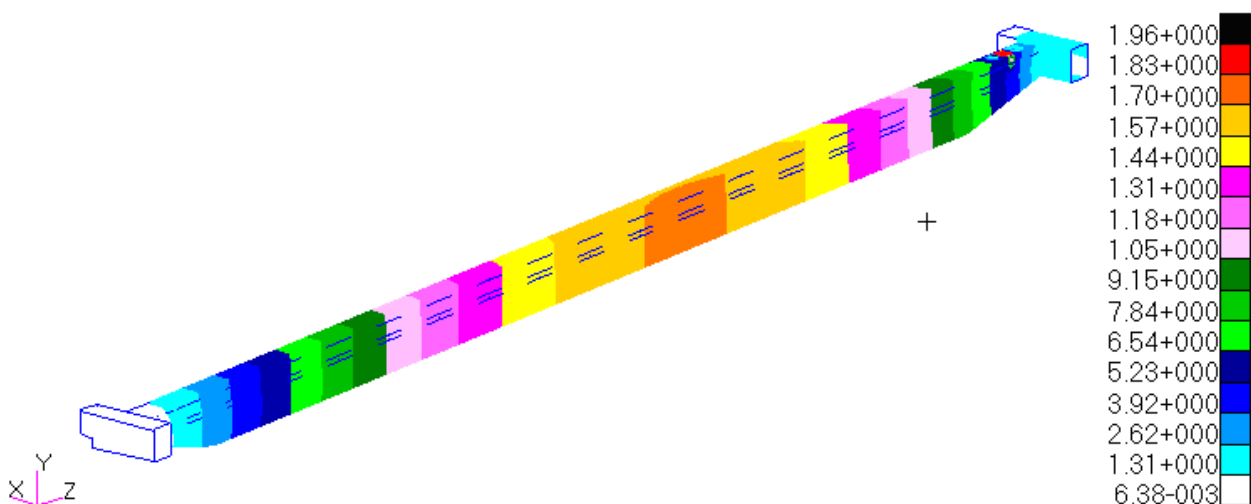


Рис. 4.14. Максимальные перемещения в конструкции, мм

Распределение эквивалентных напряжений в конструкции для расчетного случая Ia показано на рис. 4.15 и рис. 4.16.

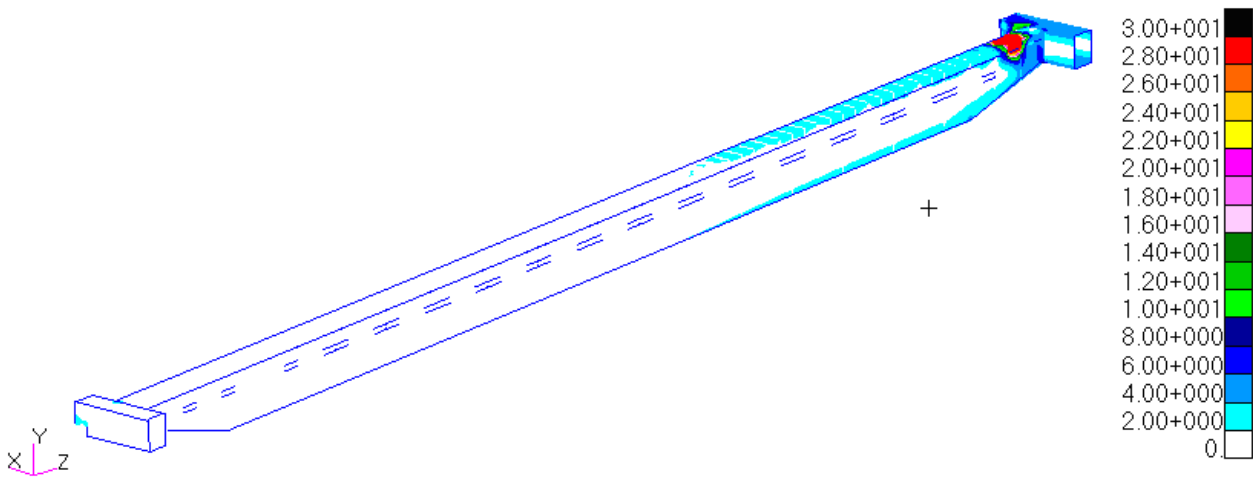


Рис. 4.15. Эквивалентные напряжения, МПа

#### 4.4. Влияние трещиноподобных дефектов на прогибы главных балок мостового крана

С использованием разработанной модели проанализировано изменение прогиба металлоконструкции при наличии трещин в области стыка главной и концевой балок. Проведены расчеты для трех видов трещин (рис. 4.16).

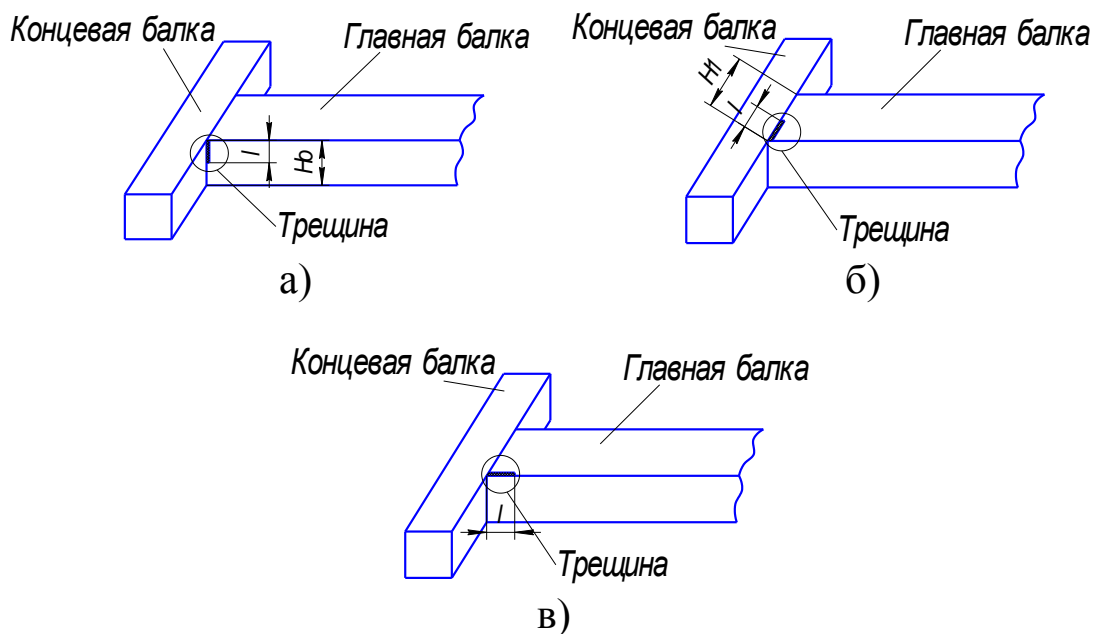


Рис. 4.16. Эскизы трещин:  
а – первый тип, б – второй тип; в – третий тип

Результаты расчета приведены в табл. 4.2.

## Прогибы главной балки

Наименование расчетной модели	Максимальный прогиб, мм
Мостовой кран без дефектов	20.637
С трещиной первого типа	20.971
С трещиной второго типа	20.778
С трещиной третьего типа	20.664

Анализируя результаты, полученные в ходе расчетов, можно сделать вывод, что наличие различных видов трещин в конструкции мостового крана несущественно влияют на изменение прогибов главных балок мостового крана (менее 1%). Существующие методы контроля не позволяют выявить такую погрешность.

#### 4.5. Применение МКЭ для расчета ресурса мостовых кранов

Расчеты выполним на примере рассмотренного выше двухбалочного мостового электрического крана грузоподъемностью 10 т, установленного на ОАО «БЗМТО».

В марте 2011 года было проведено обследование технического состояния крана. По результатам экспертизы было сделано заключение о том, что кран находится в исправном состоянии. Параметры его технического состояния отвечают паспортным данным и требованиям нормативной документации. Трещин и отрывов в металлоконструкциях крана не обнаружено.

В июле 2011 года было проведено обследование подкранового пути. Геометрия пути соответствует нормативным требованиям. Технических неисправностей пути не выявлено.

По результатам ультразвуковой толщинометрии установлено, что геометрические параметры металлоконструкции крана практически не отличаются от проектных (износ менее 1%).

В течение двух месяцев проводился сбор статистических данных по основным параметрам, описывающим нагруженность крана. К ним относятся масса груза, положения грузовой тележки и моста крана до подъема и после опускания груза. Величина выборки наблюдений по этим показателем составила 2250 точек. День и время начала наблюдения выбирались с помощью таблицы случайных чисел. Кроме того, получены данные о числе циклов работы крана в сутки и информация об особенностях эксплуатации данного крана.

Масса поднимаемых грузов определялась либо по конструкторской документации, либо с помощью пересчета линейных размеров при известной плотности материала. Полученные данные сведены в табл. 4.3. Гистограмма распределения приведена на рис. 4.17.

Таблица 4.3

Распределение массы грузов

Интервалы значений массы, т	0...1	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	6...7	7...8	8...9	9...10
Вероятность появления	0.423	0.274	0.087	0.057	0.026	0.031	0.062	0.021	0.011	0.008

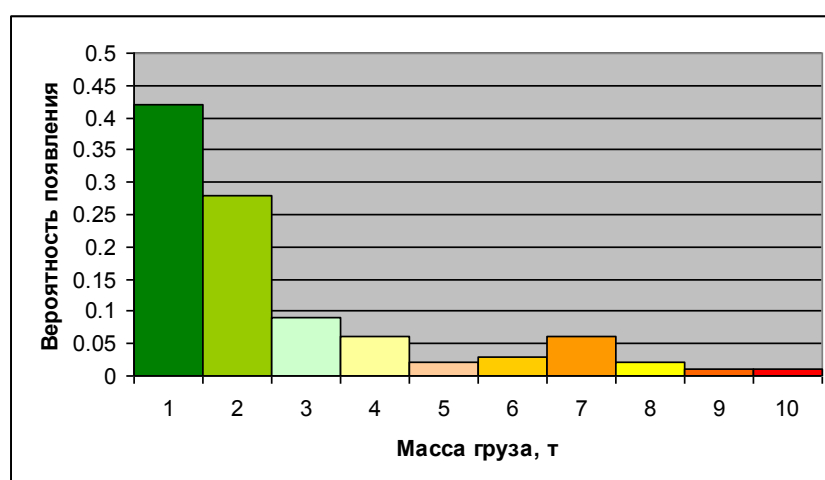


Рис. 4.17. Гистограмма распределения массы поднимаемых грузов

Кран в основном работает с металлическим сырьем, предназначенным для изготовления металлоконструкций. Это, в первую очередь, листовая сталь и металлопрокат. В зоне работы крана производится вырезка заготовок из листов и нарезка проката. Характер производственного процесса на участке таков, что большая часть грузовых операций производится со штучными грузами, масса которых не превышает 2 т. Иногда кран работает с более тяжелыми грузами (стопками из плоских заготовок) массой 6...7 т. Это связано с погрузкой или разгрузкой внутрицехового транспорта.

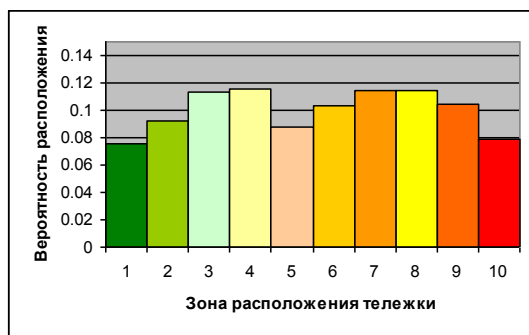
В процессе работы крана определялось местоположение тележки до захвата груза, при подъеме груза и его перемещении в точку опускания. Исследуемый мостовой кран имеет пролет 22,5 м. Длина подтележечных рельсов составляет 22,0 м. Из них используется только 20,0 м. Это связано с наличием «мертвых» зон за концевыми выключателями механизма передвижения грузовой тележки. Полезная дли-

на подтележечного рельса была разделена на 10 отрезков по 2 м. На приводной главной балке были сделаны соответствующие отметки. После чего производилось визуальное наблюдение за перемещениями тележки. Полученные данные сведены в табл. 4.4. Гистограмма распределения приведена на рис. 4.18.

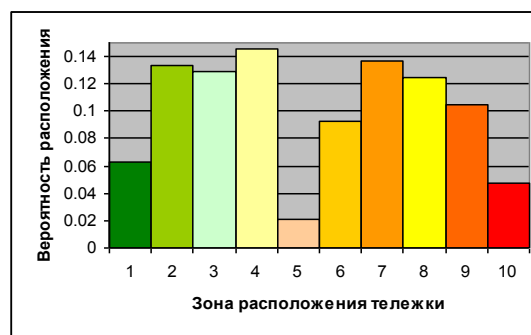
Таблица 4.4

Вероятность расположения грузовой тележки по зонам

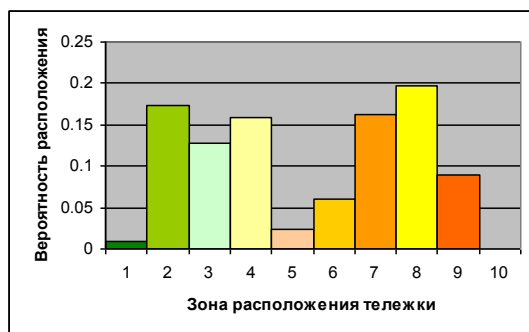
Грузы, т	Зона размещения грузовой тележки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0...2,5	0.076	0.092	0.113	0.116	0.088	0.103	0.114	0.115	0.104	0.079
2,5...5,0	0.063	0.134	0.129	0.146	0.021	0.093	0.137	0.125	0.105	0.047
5,0...7,5	0.01	0.173	0.127	0.158	0.023	0.06	0.162	0.197	0.09	0
7,5...10,0	0	0	0.05	0.15	0.42	0.21	0.11	0.06	0	0



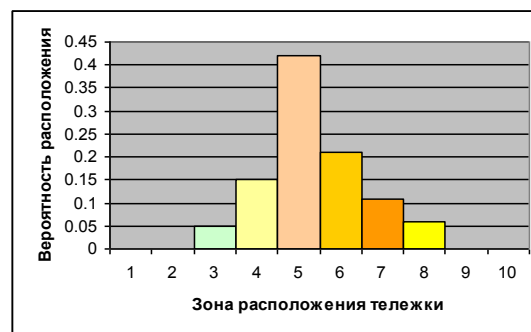
а)



б)



в)



г)

Рис. 4.18. Гистограммы распределения положения грузовой тележки  
 а) – для грузов массой 0,0...2,5 т; б) – для грузов массой 2,5...5,0 т;  
 в) – для грузов массой 5,0...7,5 т; г) – для грузов массой 7,5...10,0 т;

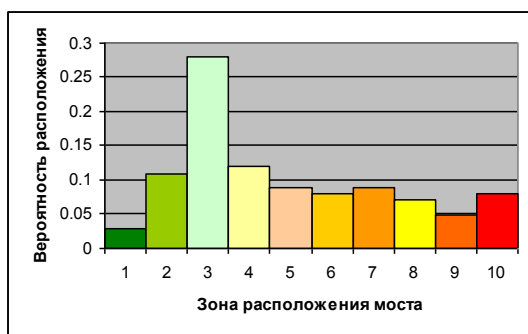
Аналогичным образом определялось положение моста крана в процессе работы с грузом. Ориентирами в данном случае являлись номера колонн цеха, в котором установлен исследуемый кран. Полученные данные сведены в табл. 4.5. Гистограмма распределения приведена на рис. 4.19.



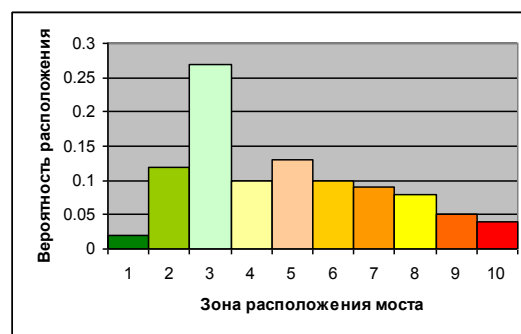
Таблица 4.5

Положение моста крана

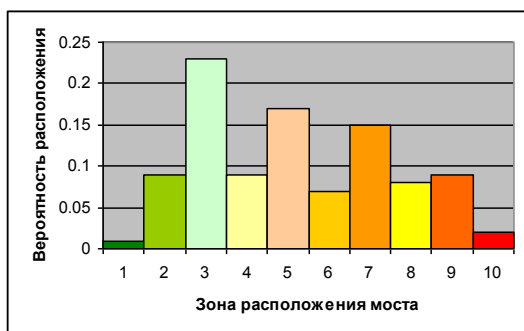
Грузы, т	Зона размещения грузовой тележки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0...2,5	0.03	0.11	0.28	0.12	0.09	0.08	0.09	0.07	0.05	0.08
2,5...5,0	0.02	0.12	0.27	0.1	0.13	0.1	0.09	0.08	0.05	0.04
5,0...7,5	0.01	0.09	0.23	0.09	0.17	0.07	0.15	0.08	0.09	0.02
7,5...10,0	0.01	0.09	0.37	0.09	0.09	0.1	0.12	0.07	0.05	0.01



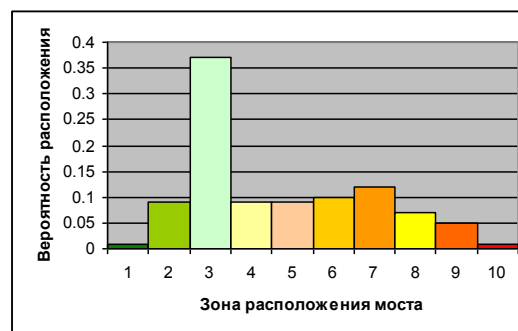
а)



б)



в)



г)

Рис. 4.19. Гистограмма распределения положения моста

а) – для грузов массой 0,0...2,5 т; б) – для грузов массой 2,5...5,0 т;  
в) – для грузов массой 5,0...7,5 т; г) – для грузов массой 7,5...10,0 т;

Установлено, что кран всегда выполняет технологические операции в жесткой последовательности. В нее входит подъем груза, перемещение моста и тележки, опускание груза. Поэтому в данном случае моделирование потока технологических операций не требуется. Краны, работающие на сборочных участках данного цеха, часто выполняют подъем-опускание груза в одной точке.

Наиболее опасны для металлоконструкции мостового крана трещины первого вида (нормального отрыва). Рост таких усталостных трещин главным образом обуславливается растягивающими напряжениями. Эти напряжения вызывают раскрытие вершины трещины, за счет чего происходит ее рост.

В табл. 4.6. приведены коэффициенты перехода от сил к напряжениям, вычисленные методом конечных элементов. Коэффициенты представляют собой усредненные значения растягивающих напряжений при приложении тестовой силы (1 кН) в разных точках по длине пролета. При этом для каждого случая выполнялся расчет с использованием моделей, приведенных в п. 4.2. В числителе указан коэффициент для середины пролета, в знаменателе – для места соединения главной и концевой балки.

Таблица 4.6

Коэффициенты перехода от сил к напряжениям, МПа/кН

Тип технологической операции	Положение грузовой тележки			
	Середина пролета	Четверть пролета	Конец пролета	Второй конец пролета
Подъем / опускание	$\frac{1,0}{0,8}^*$	$\frac{0,65}{-}$	$\frac{0,7}{1,3}$	$\frac{-}{0,15}$
Движение моста (горизонтальная динамика)	$\frac{1,2}{0,9}$	$\frac{0,4}{-}$	$\frac{0,15}{1,4}$	$\frac{-}{0,2}$
Движение моста (вертикальная динамика)	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{0,65}{-}$	$\frac{0,7}{1,3}$	$\frac{-}{0,15}$

На основании трех значений напряжений для каждого типа технологической операции построена аппроксимирующая тригонометрическая зависимость, позволяющая вычислить напряжения при любом другом положении тележки.

Для того, чтобы получить значение напряжений в интересующей точке необходимо умножить тарифовочный коэффициент на действующую силу, выраженную в кН, и пересчитать полученное значение с использованием аппроксимирующей зависимости с учетом положения грузовой тележки. Следует отметить, что расчет тарифовочных коэффициентов должен выполняться для каждого крана индивидуально. Реализации сил получены с помощью динамических моделей мостового крана.

С использованием разработанной компьютерной программы для исследуемого крана было получено семейство реализаций процесса изменения напряжений в опасных местах металлоконструкции. Всего смоделировано 100 реализаций, описывающих нагруженность исследуемого крана в течение года. Каждая реализация содержит примерно

1,9...2,3 млн. циклов изменения напряжений и описывает около 800 циклов работы крана. Каждая реализация имеет большую длину и ее невозможно представить в виде графика целиком. Фрагмент реализации приведен на рис. 4.20.

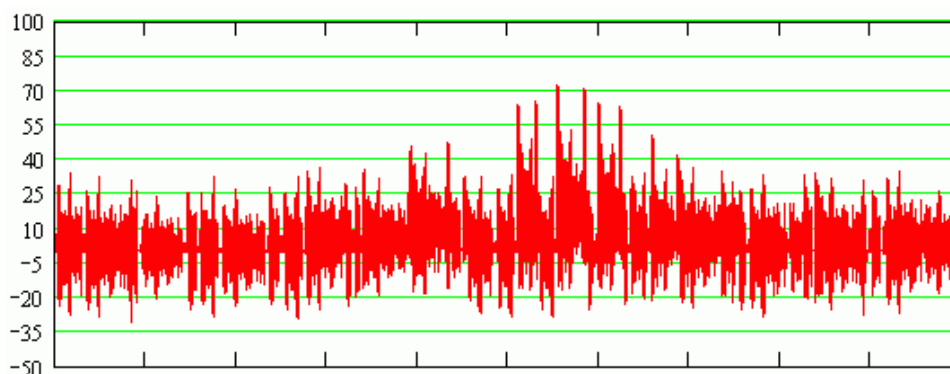


Рис. 4.20. Фрагмент реализации изменения напряжений (МПа) для центрального сечения главной балки

После схематизации полученных реализаций построены блоки напряжений для опасных зон конструкции (см. табл. 4.7).

Таблица 4.7

Блок нагружения опасной зоны центрального сечения главной балки

Центральное сечение главной балки		Зона стыка главной и концевой балок	
Максимальное напряжение ступени, МПа	Частота повторения	Максимальное напряжение ступени, МПа	Частота повторения
90,0...100,0	0,00003	90,0...100,0	0,00005
90,0...80,0	0,00006	90,0...80,0	0,00012
80,0...70,0	0,00015	80,0...70,0	0,00046
70,0...60,0	0,00038	70,0...60,0	0,00072
60,0...50,0	0,00068	60,0...50,0	0,00152
50,0...40,0	0,00193	50,0...40,0	0,00254
40,0...30,0	0,00817	40,0...30,0	0,00429
30,0...20,0	0,04723	30,0...20,0	0,07164
20,0...10,0	0,26239	20,0...10,0	0,26800
10,0...0,0	0,67900	10,0...0,0	0,64000
Общее число циклов в блоке	2185000	Общее число циклов в блоке	2185000

Представленные блоки содержат большое число циклов. Однако анализ реализаций показал, что большая часть циклов имеет амплитуду напряжений меньше 5 МПа (менее 5% от максимального значения). Таким образом, до 70% циклов могут быть отброшены из рассмотрения.

Расчет ресурса по зарождению трещины является наиболее распространенным. Это связано не только с большей изученностью данного вопроса и сравнительно простой методикой расчета, но и с требованиями нормативной документации по безопасной эксплуатации грузоподъемных машин. Сегодня строго запрещается работа крана при наличии трещин в его металлоконструкции. А при обнаружении трещины кран должен быть немедленно выведен в ремонт.

Из практики известно, что зародившаяся в элементе несущей конструкции трещина не препятствует дальнейшей работе. Например, самолеты летают с достаточно длинными трещинами в местах соединения крыльев и фюзеляжа. Однако эксплуатация конструкции, работающей в стадии живучести, требует тщательного контроля. В основном металлоконструкции мостовых кранов обследуются с применением визуальных средств контроля. Поэтому минимальная величина трещины, которую удастся обнаружить, равна 5...10 мм.

Как отмечалось выше, нагружения металлоконструкции крана является нерегулярным. В этом случае широкое применение находит приближенный метод поциклового расчета живучести. Считается, что история нагружения не влияет на скорость роста трещины. И из реализации процесса изменения напряжений выделяются отдельные циклы. Также не учитывается изменение асимметрии цикла, которое для мостового крана растет в течение каждой технологической операции. Такое предположение дает запас надежности, т.к. не позволяет учесть замедление роста трещины при перегрузке.

На основе полученной информации о нагруженности выполнен расчет остаточного ресурса металлоконструкции крана. Предел выносливости конструкции для зоны стыка балок равен 43 МПа, для центрального сечения главной балки – 52 МПа. Показатель наклона кривой усталости для опасных зон равен 3,5. С использованием линейной теории суммирования получаем, что в области стыка балок зарождение трещины произойдет через 46 лет, в центральном сечении – через 255 лет. С использованием скорректированной теории ресурс равен 22 и 143 года соответственно. Вероятностный подход дает результаты 24 и 152 года. Однако для оценки остаточного ресурса предпочтительнее использовать критерий живучести. Это связано с тем, что реальная металлоконструкция изначально имеет дефекты – зародыши трещин. Кроме того, видно, что для центрального сечения главной балки этот подход работает плохо, т.к. получаются явно завышенные с точки зрения здравого смысла результаты.

Для расчета остаточного ресурса по критерию живучести с использованием данных [10; 38-40] определены параметры трещиностойкости материала металлоконструкции  $\Delta K_{th} = 3,8 \text{ МПа/м}^{0,5}$ ,  $\Delta K_{fc} = 15,0 \text{ МПа/м}^{0,5}$  и параметры уравнения Пэриса  $n = 3,0$ ,  $\Delta K^* = 15,0 \text{ МПа/м}^{0,5}$ .

При расчете величина начального дефекта в области сварного шва принимается равной 1,2 мм. Критерием отказа является превышение растущей трещиной длины 10 мм. Это связано с тем, что на сегодняшний день эксплуатация крана с трещиной в металлоконструкции запрещена. Дефект величиной менее 10 мм невозможно обнаружить визуальными средствами контроля. Эта длина значительно меньше критической, равной 43 мм.

Трещина в области стыка балок достигнет предельного значения через 47 лет после начала эксплуатации. А после 53 лет эксплуатации возможно достижение трещиной критической величины, что при несвоевременном ремонте будет угрожать безопасности работы.

По результатам расчета трещина в центральном сечении главной балки достигнет предельного значения через 85 лет. Следовательно, эта область с точки зрения разрушения является не опасной, и расчет остаточного ресурса должен проводиться из условия прочности на стыке балок.

Исследуемый кран отработал 32 года, следовательно, его остаточный ресурс по критерию живучести составляет 15 лет при соблюдении следующих условий: использование крана должно быть не интенсивнее того, которое было в предшествующий срок его эксплуатации; соблюдения владельцем крана периодичности экспертных диагностирований в пределах назначенного календарного остаточного ресурса (по наработке); соблюдения владельцем крана всех требований нормативных документов, правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов.

## ГЛАВА 5.

# РАСЧЕТ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ПОДКРАНОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Метод конечных элементов находит широкое применение при проектировании навесного грузозахватного оборудования, подкрановых конструкций, несущих конструкций оборудованных грузоподъемными машинами зданий и сооружений.

### 5.1. Расчет траверс

При невозможности применения гибких тросов для транспортировки крупногабаритных грузов используются траверсы. Как правило, для каждого вида груза изготавливаются траверсы специальной конструкции, учитывающей особенности эксплуатации.

Исследуемые траверсы выпускаются ЗАО «Дизель-Ремонт» (г. Брянск) [41; 42]. По результатам расчетов установлено, что конструкции отвечают требованиям прочности и жесткости и могут быть допущены к применению на опасных производственных объектах.

Точность проведенных конечноэлементных расчетов подтверждается аналитическими вычислениями, выполненными по методикам, утвержденным Ростехнадзором.

#### 5.1.1. Расчет траверсы ТРВ-182

Траверса ТРВ-182 предназначена для погрузки стальных труб в железнодорожные полувагоны и на платформы, их разгрузки, складирования и погрузки на трубовозы при помощи автокранов, а также для разгрузки труб с трубовозов и их штабелирования на трубосварочных базах с помощью трубоукладчиков и кранов-манипуляторов специализированных машин (рис. 5.1) [41].

Грузоподъемность траверсы – 18 т. Диаметр поднимаемых труб – 1020...1420 мм. При подъеме труба захватывается с помощью стропа, который цепляется за крюк траверсы. Траверса подвешивается на грузозахватный орган крана за ось, установленную в центральном сечении. Поперечное сечение выполнено из двух швеллеров, усиленных накладками. Траверса симметрична относительно точки подвешивания, поэтому в расчете рассматривалась половина объекта.

Сеточная модель траверсы ТРВ-182 построена на основе геометрической модели (рис. 5.1). При разбивке учитывались рекомендации по выбору характерного размера конечного элемента и получению качественной сетки [42].

Разработанная конечноэлементная модель показана на рис. 5.2. Она построена из четырехузловых пластинчатых элементов типа Quad и содержит порядка 500 тысяч степеней свободы. Усилие от груза приложено к зеву крюка в 5 узлах под углом  $45^\circ$ . Собственный вес конструкции задан гравитационным полем. Модель закреплена в районе оси во всех направлениях. Влияние отброшенной части учтено с помощью кинематического условия, приложенного в плоскости симметрии вдоль оси траверсы.

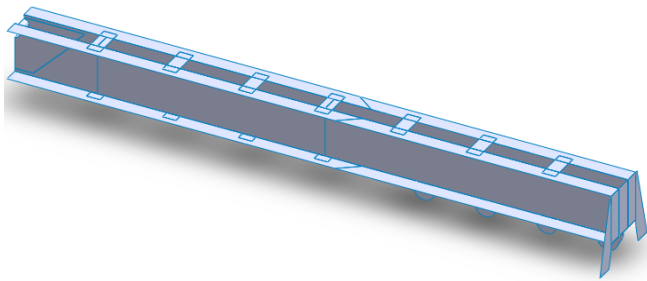


Рис. 5.1. Геометрическая модель

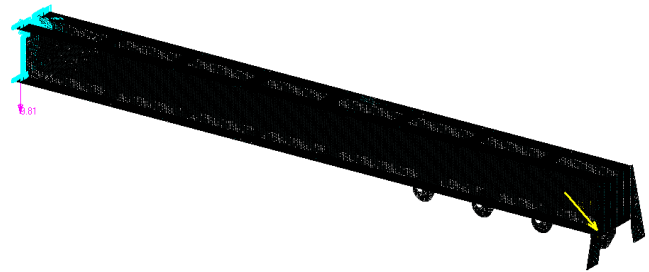


Рис. 5.2. Конечноэлементная модель

Для оценки прочности конструкции определены эквивалентные напряжения в наиболее нагруженных зонах траверсы (рис. 5.3). Напряжения в зоне крепления оси для подвешивания траверсы равны 120...140 МПа, в верхнем поясе возле оси и в районе окончания дополнительной накладке – 80...100 МПа, в нижнем поясе – 60...80 МПа, в креплении крюка – 150...170 МПа. В целом по конструкции минимальный коэффициент запаса прочности равен 1,6.

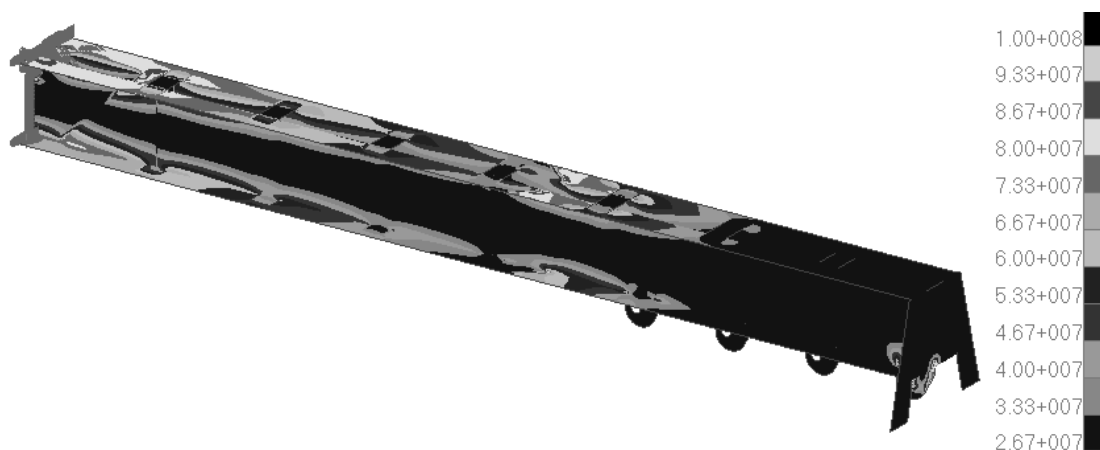


Рис. 5.3. Эквивалентные напряжения в конструкции, МПа

Расчеты показали, что наиболее слабым элементом конструкции является крепление крюка. Опыт применения исследуемых траверс показал, что именно здесь часто происходит разрушение с отрывом крюка от основной части траверсы. Было предложено техническое решение по повышению прочности данного узла. Для этого плита крепления крюка приваривается к дополнительному ребру жесткости, установленному между швеллеров основного сечения. Ребро может быть выполнено не на всю высоту траверсы.

Максимальный прогиб траверсы достигается в зоне приложения нагрузки и равен 17,4 мм (0,0018 длины). Коэффициент запаса устойчивости равен 3,718.

### 5.1.2. Расчет траверсы ТРВ-251

Грузоподъемность траверсы ТРВ-251 – 25 т [43]. Диаметр поднимаемых труб – 1020...1420 мм. Поперечное сечение траверсы выполнено из швеллеров, усиленных накладками.

Траверса (рис. 5.4) состоит из основной 1 и хвостовой 2 балок. При этом основная балка содержит коробчатую 3 и ферменную 4 части. При подъеме труба захватывается с помощью стропа, который цепляется за ось 5, установленную в хвостовой балке 2. Траверса подвешивается на грузозахватный орган крана с помощью проушины 6, установленной в центральном сечении.

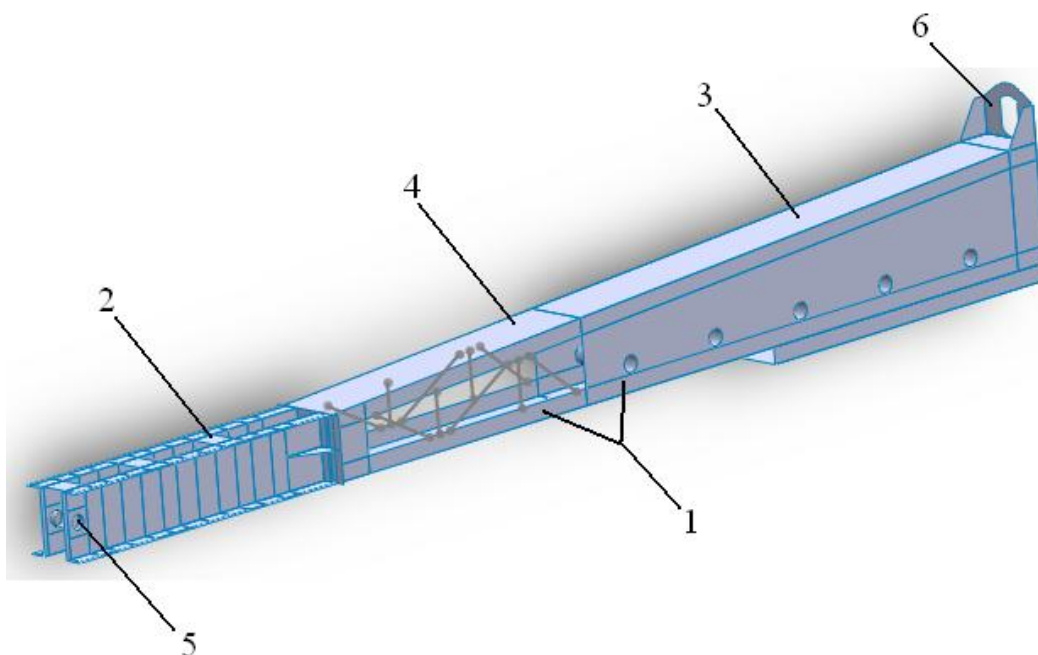


Рис. 5.4. Траверса ТРВ-251 (половина):

- 1 – основная балка; 2 – хвостовая балка; 3 – коробчатая часть;  
4 – ферменная часть; 5 – ось для подвески стропа; 6 – проушина для крепления



Конечноэлементная модель построена на основе геометрической модели. Траверса симметрична относительно точки подвешивания, поэтому в расчете рассматривалась половина объекта.

Модель построена из четырехузловых пластинчатых элементов типа Quad и линейных элементов типа Bar (для построения стержней ферменной части). Она содержит порядка 800 тысяч степеней свободы. Усилие от груза приложено в 18 узлах. Собственный вес конструкции задан гравитационным полем. Модель закреплена в районе оси во всех направлениях. Влияние отброшенной части учтено с помощью дополнительного кинематического условия, приложенного в плоскости симметрии вдоль оси траверсы.

Для оценки прочности конструкции определены эквивалентные напряжения в наиболее нагруженных зонах траверсы (рис. 5.5). Напряжения в поясах коробчатой части основной балки траверсы 80...100 МПа, в верхнем поясе ферменной части – 140...160 МПа, в нижнем поясе ферменной части – 180...200 МПа, в поясах хвостовой балки – 80...120 МПа, в стержнях ферменной части – 140...160 МПа.

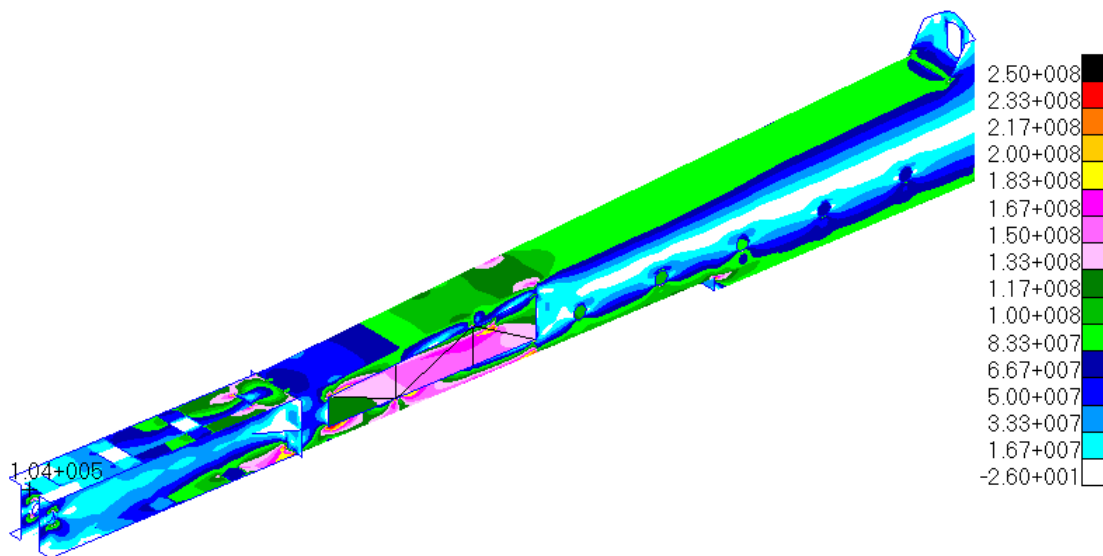


Рис. 5.5. Эквивалентные напряжения в конструкции, МПа

В целом по конструкции коэффициент запаса прочности равен 1,8...2,5. Однако слабым местом является нижний пояс ферменной части в зоне перехода от коробчатой части основной балки траверсы к ферменной (запас 1,25).

Максимальный прогиб траверсы достигается в зоне приложения нагрузки и равен 52 мм (0,0035 длины). Коэффициент запаса устойчивости равен 3,43.

## 5.2. Расчет подкрановой конструкции

Важным этапом проектирования мостового крана является определение действующих на его металлоконструкцию эксплуатационных нагрузок. Наибольшие динамические нагрузки возникают при подъеме груза. В настоящее время для их оценки широко применяются детерминированные динамические модели [10; 44-46]. Они состоят из элементов, описывающих динамические свойства крановой металлоконструкции и механизма подъема груза. Стандартные модели предполагают, что исследуемые мостовые краны установлены на абсолютно жестком основании. Однако в действительности краны передвигаются по подкрановым конструкциям, представляющим собой пространственные стержневые системы. Для широко распространенных мостовых кранов общего назначения жесткость наземного подкранового пути сопоставима с жесткостью моста. Поэтому подкрановая конструкция, обладающая собственной динамикой, вносит вклад в общую нагруженность крана.

Выполнена оценка влияния динамических свойств подкрановой конструкции на динамическую нагруженность мостового крана. При этом динамические свойства подкрановой конструкции вычислены с помощью МКЭ.

Для определения нагрузок, возникающих в металлоконструкции крана при подъеме груза, разработана динамическая модель (рис. 5.6). Она является дальнейшим развитием модели, предложенной в работе [44].

При построении модели приняты следующие обозначения:  $m_0$  – приведенная масса моста, кг;  $m_1$  – приведенная масса электропривода, кг;  $m_2$  – масса груза, кг;  $m_3$  – приведенная масса подкрановой конструкции, кг;  $x_0, x_1, x_2, x_3$  – перемещения масс  $m_0, m_1, m_2, m_3$  соответственно, м;  $c_0$  – жесткость моста, Н/м;  $c_1$  – жесткость подъемного каната, Н/м;  $c_{II}$  – жесткость подкрановой конструкции, Н/м;  $\beta_0$  – коэффициент демпфирования моста, Нс/м;  $\beta_1$  – коэффициент демпфирования грузовой подвески (каната, полиспаста, грузозахватных органов), Нс/м;  $\beta_{II}$  – коэффициент демпфирования подкрановой конструкции, Нс/м;  $Q$  – вес груза, кг;  $P(\dot{x}_1)$  – приведенное движущее усилие привода механизма подъема, зависящее от скорости ротора электродвигателя, Н.

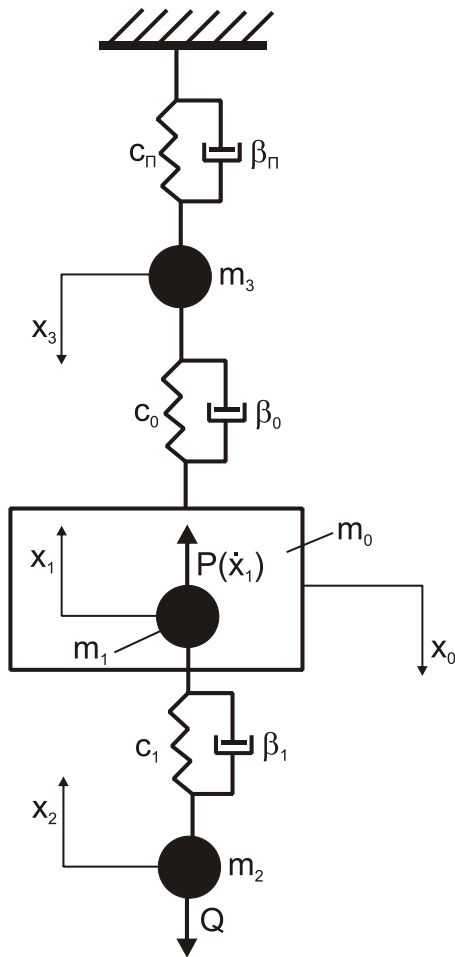


Рис. 5.6. Динамическая модель

Процесс подъема груза делится на две стадии. Сначала груз неподвижно лежит на поверхности (доотрывная стадия), а потом происходит отрыв груза от основания и его перемещение вверх (послеотрывная стадия). На доотрывной стадии происходит разгон электропривода, выбор люфтов в грузоподъемном механизме и постепенное натяжение грузового каната. При этом жесткость каната зависит от его натяжения  $S$ , т.е.  $c_1 = c_1(S)$ . Когда натяжение каната становится равным весу груза ( $S = Q$ ), происходит отрыв груза от основания и его вертикальный подъем [44]. При этом грузовой канат наматывается на барабан механизма подъема и его длина уменьшается пропорционально перемещению массы  $m_2$ , а жесткость каната постепенно растет  $c_1 = c_1(x_2)$  [45].

Динамика исследуемой системы на доотрывной стадии описывается зависимостями:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c_0(x_0 - x_3) + \beta_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_3) + c_1(S)(x_0 - x_1) + \beta_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) = 0, \\ m_1 \ddot{x}_1 - P(\dot{x}_1) + c_1(S)(x_1 - x_0) + \beta_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) = 0, \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_0(x_3 - x_0) + \beta_0(\dot{x}_3 - \dot{x}_0) + c_{II}x_3 + \beta_{II}\dot{x}_3 = 0. \end{cases}$$

Начальные условия для уравнений

$$x_0(0) = 0, x_1(0) = 0, x_3(0) = 0, \dot{x}_0(0) = 0, \dot{x}_1(0) = v_0, \dot{x}_3(0) = 0,$$

где  $v_0$  – приведенная окружная скорость вала электродвигателя на холостом ходу, м/с.

Динамика исследуемой системы на послеотрывной стадии описывается зависимостями:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c_1(x_0 + x_2 - x_1) + \beta_1(\dot{x}_0 + \dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_0(x_0 - x_3) + \beta_0(\dot{x}_0 - \dot{x}_3) = 0, \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_0 - x_2) + \beta_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0 - \dot{x}_2) - P(\dot{x}_1) = 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_1(x_0 + x_2 - x_1) + \beta_1(\dot{x}_0 + \dot{x}_2 - \dot{x}_1) + m_2 g = 0, \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_0(x_3 - x_0) + \beta_0(\dot{x}_3 - \dot{x}_0) + c_{II}x_3 + \beta_{II}\dot{x}_3 = 0. \end{cases}$$

Начальные условия для уравнений

$$x_0(0) = x_0(t_{\text{отр}}), x_1(0) = x_1(t_{\text{отр}}), x_2(0) = 0, x_3(0) = x_3(t_{\text{отр}}),$$

$$\dot{x}_0(0) = \dot{x}_0(t_{\text{отр}}), \dot{x}_1(0) = \dot{x}_1(t_{\text{отр}}), \dot{x}_2(0) = 0, \dot{x}_3(0) = \dot{x}_3(t_{\text{отр}}),$$

где  $t_{\text{отр}}$  – время отрыва груза с основания, с.

Приведенная масса металлоконструкции [46]

$$m_0 = k_m(m_T + m_6),$$

где  $m_T$  – полная масса грузовой тележки, кг;  $m_6$  – полная масса главной балки, кг;  $k_m$  – поправочный коэффициент ( $k_m = 1, 1 \dots 1, 3$ ).

Приведенная масса вращающихся частей привода [46]

$$m_1 = \frac{4\delta_1 J_1 (u_p k_{\text{нол}})^2 \eta_{\text{пр}}}{D_6^2},$$

где  $\delta_1 = 1, 1 \dots 1, 2$ ;  $D_6$  – диаметр барабана, м;  $J_1$  – момент инерции вращающихся масс механизма, кг·м<sup>2</sup>;  $u_p$  – передаточное отношение привода;  $\eta_{\text{пр}}$  – к.п.д. привода.

Приведенная жесткость металлоконструкции [46]

$$c_0 = \frac{96EJ_6}{L_k^3},$$

где  $E$  – модуль упругости материала, Па;  $J_6$  – момент инерции сечения главной балки, м<sup>4</sup>,  $L_k$  – пролёт мостового крана, м.

Формула расчета жесткости моста справедлива в случае подъема груза при расположении грузовой тележки в центре пролёта. При произвольном расположении тележки приведенная масса и жесткость моста вычисляются следующим образом.

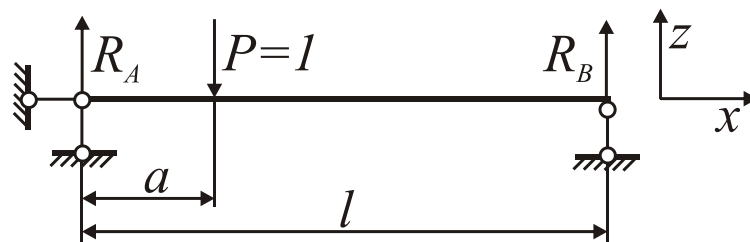


Рис. 5.7. К определению жесткости моста крана

Запишем уравнение упругой линии балки (рис. 5.7), нагруженной единичной силой в сечении с координатой  $x = a$ :

$$u(x) = \frac{1}{EJ_6} \left\{ \left[ \frac{(l-a)l}{6} - \frac{(l-a)^3}{6 \cdot l} \right] x - \frac{(l-a)x^3}{6 \cdot l} \Big|_{x \leq a} + \frac{(x-a)^3}{6} \right\}.$$

Используя последнее выражение можно вычислить приведенную массу металлоконструкции и ее жесткость в месте установки грузовой тележки по зависимостям:

$$c_0(a) = \frac{2}{u(a)} = \frac{12EJ_0 l}{a(l-a)[l^2 - (l-a)^2 - a^3]}, \quad (5.1)$$

$$m_0(a) = \int_0^l \left( \frac{u(x)}{u(a)} \right)^2 dx.$$

Номинальная жесткость грузоподъемного каната определяется выражением [44]

$$c_1^* = E_k F_k k_{пол} / H,$$

где  $E_k$  – модуль упругости каната, Па;  $F_k$  – площадь металлического сечения каната, м<sup>2</sup>;  $k_{пол}$  – кратность полиспаста;  $H$  – длина отвеса каната (расстояние от оси блоков подвески груза до оси барабана), м.

При подъеме груза жесткость каната пересчитывается по формуле

$$c_1(x_2) = c_1^* \left( \frac{H}{H - x_2} \right).$$

Коэффициенты демпфирования определяются согласно методике [47]. Для широко распространенных в России мостовых кранов коэффициент демпфирования мостовой металлоконструкции можно вычислить по приближенной зависимости

$$\beta_0 = \frac{(10..40)c_0}{2 \cdot 10^6 \pi \sqrt{\frac{m_0}{c_0}}}. \quad (5.2)$$

При этом меньшие значения следует брать для кранов, работающих в легком режиме.

Коэффициент демпфирования кранового каната вычисляется аналогично коэффициенту демпфирования металлоконструкции.

$$\beta_1 = \frac{(5..10) \cdot c_1}{2 \cdot 10^6 \cdot \pi \sqrt{\frac{m_1}{c_1}}}.$$

Движущее усилие электропривода  $P$  зависит от его угловой скорости и может быть вычислено по рекомендациям [44]:

$$P_0(\dot{x}_1) = \frac{a_1 - a_2 \dot{x}_1}{a_3 + \alpha(-a_4 \dot{x}_1 + \dot{x}_1^2)},$$

где  $a_1 = 2P_k s_k \dot{x}_c^2$ ,  $a_2 = a_1 / \dot{x}_c$ ,  $a_3 = s_k^2 \dot{x}_c^2 + \dot{x}_c^2$ ,  $a_4 = 2\dot{x}_c$ , при этом  $P_k$  – критическое значение движущего усилия, Н;  $s_k$  – критическое значение скольжения;  $x_c$  – синхронная скорость подъема груза, м/с.  $\alpha = 0$  при работе двигателя на линейной характеристике,  $\alpha = 1$  при работе двигателя на любой другой ветви характеристики.

В общем случае для построения естественной механической характеристики асинхронного двигателя с фазным ротором используется следующая зависимость [48]:

$$M(s) = M_k \frac{2 + q}{s/s_k + s_k/s + q},$$

где  $M_k$  – критический момент двигателя (достигается при  $s = s_k$ ), Нм;  $q = 2R_1/R_2^*$ ,  $R_1$  – активное сопротивление цепи статора, Ом;  $R_2^*$  – приведенное сопротивление цепи ротора, Ом.

Динамические параметры типовых подкрановых конструкций (рис. 5.8) вычислены методом конечных элементов. Для определения жесткости определялся статический отклик пути на единичную силу. Приведенная масса конструкции определена с использованием выражения (5.1). Формы колебаний  $u(x)$  получены из конечноэлементного расчета и аппроксимированы кубическими полиномами. Коэффициент демпфирования вычислен по зависимости (5.2).

Полученные значения параметров подтверждаются аналитическими расчетами с использованием формул теории упругости [49].

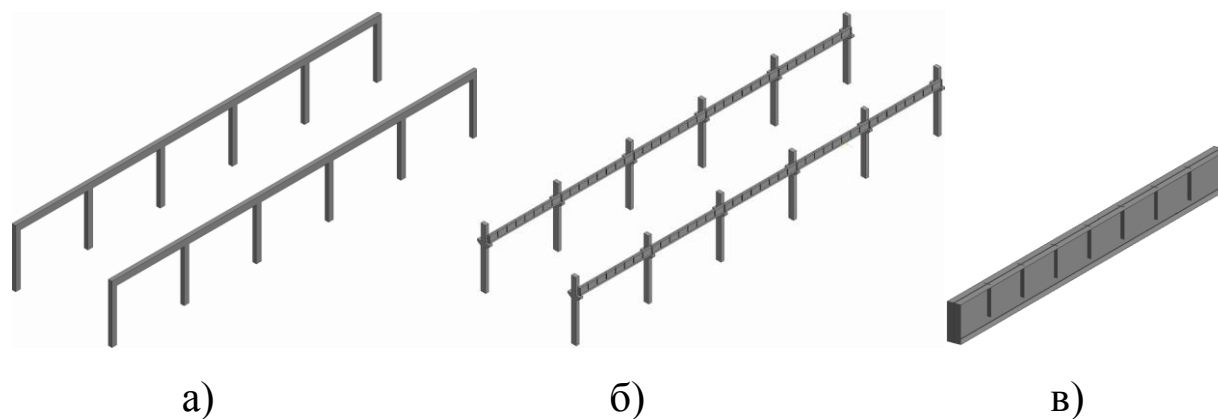


Рис. 5.8. Рассмотренные подкрановые конструкции:  
 а – полностью железобетонная эстакада;  
 б – конструкция, состоящая из стальных балок [50],  
 уложенных на железобетонные колонны;  
 в – стальная подкрановая балка [50]

Подкрановая конструкция состоит из железобетонных колонн и стальных подкрановых балок. Таким образом, в конечноэлементной модели будут элементы из двух материалов.

Во многих случаях при расчетах сложных пространственных конструкций в модели требуется учесть элементы, изготовленные из нескольких десятков различных материалов. Разберем алгоритм, снижающий трудоемкость построения таких моделей, на примере рассматриваемой подкрановой конструкции.

Геометрическую модель конструкции строим в САД-пакете. Сначала строим геометрические модели одной колонны и одной подкрановой балки. Потом из этих элементов собираем сборку (рис. 5.9 а) всей конструкции и сохраняем ее в файле с условным именем «Сборка». Затем дважды дублируем файл «Сборка», создавая файлы «Сборка1» и «Сборка2». При этом все три файла будут иметь одинаковое содержание. Далее в файле «Сборка1» удаляем все железобетонные колонны (рис. 5.9 б), а файле «Сборка2» удаляем все стальные подкрановые балки (рис. 5.9 в). Затем импортируем в пакет МКЭ-анализа файл «Сборка1» и на его основе строим сетку конечных элементов со свойствами стали. Потом импортируем в эту же конечноэлементную модель файл «Сборка2» и разбиваем новые геометрические объекты на конечные элементы со свойствами железобетона. Потом сшиваем конечноэлементную сетку и достраиваем конечноэлементную модель.

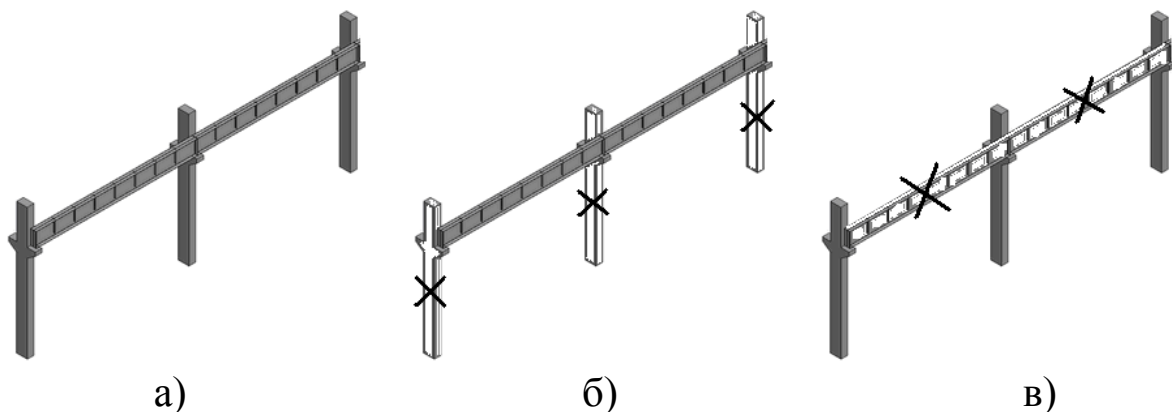


Рис. 5.9. Построение сеточной модели пути:

а – общая сборка; б – подкрановые балки; в – железобетонные колонны;

В табл. 5.1 приведены результаты расчета динамических параметров типовых подкрановых конструкций методом конечных элементов. Параметры определены для различных точек подкрановых балок по длине шага колонн  $L_K$ .

Таблица 5.1

Динамические параметры типовых подкрановых конструкций

Динамический параметр	Точка приложения нагрузки	Полностью железобетонная эстакада (рис. 5.8 а)	Конструкция, состоящая из стальных балок, уложенных на железобетонные колонны (рис. 5.8 б)
Приведенная масса $m_3$ , кг	0,50 $L_K$	$1,75 \cdot 10^3$	$4,04 \cdot 10^3$
	0,25 $L_K$	$2,11 \cdot 10^3$	$3,75 \cdot 10^3$
	0,00 $L_K$	$4,01 \cdot 10^2$	$2,89 \cdot 10^3$
Жесткость $c_{II}$ , Н/м	0,50 $L_K$	$1,51 \cdot 10^7$	$3,12 \cdot 10^7$
	0,25 $L_K$	$2,35 \cdot 10^7$	$3,49 \cdot 10^7$
	0,00 $L_K$	$1,04 \cdot 10^8$	$3,57 \cdot 10^7$
Коэффициент демпфирования $\beta_{II}$ , Нс/м	0,50 $L_K$	$4,42 \cdot 10^3$	$8,73 \cdot 10^3$
	0,25 $L_K$	$7,91 \cdot 10^3$	$1,07 \cdot 10^4$
	0,00 $L_K$	$5,33 \cdot 10^4$	$1,26 \cdot 10^4$

С использованием разработанной модели исследован мостовой кран грузоподъемностью 2 т, пролетом 7 м. Параметры динамической модели:  $m_0 = 4460$  кг,  $m_1 = 126000$  кг,  $m_2 = 2000$  кг,  $c_0 = 19200$  кН/м,  $c_1 = 1720$  кН/м,  $\beta_0 = 4,66$  кНс/м,  $\beta_1 = 0,45$  кНс/м. Результаты численного моделирования для подкрановой конструкции, состоящей из стальных балок, приведены на рис. 5.10.

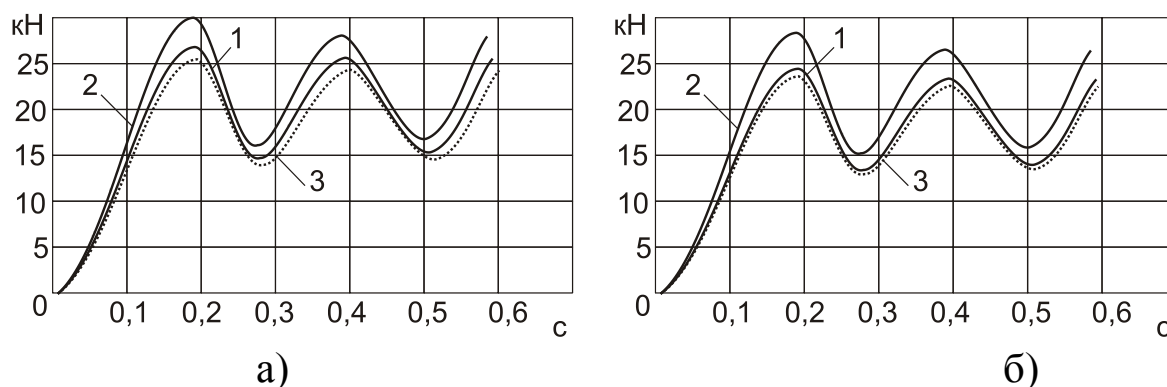


Рис. 5.10. Результаты расчета:  
 а – усилие в металлоконструкции крана; б – натяжение каната;  
 1 – с учетом динамики пути; 2 – без учета динамики пути;  
 3 – экспериментальные данные [44]



По сравнению с результатами расчета по типовым моделям [10; 44] максимальные динамические усилия в металлоконструкции мостового крана, вычисленные с учетом влияния подкрановой конструкции, на 15...20 % ниже. Такие результаты соответствуют экспериментальным данным [44].

При проектном расчете металлоконструкции мостового крана можно не учитывать динамические свойства подкранового пути. Однако при исследовании живучести металлоконструкции при наличии растущей усталостной трещины необходима более точная оценка динамической нагруженности с использованием разработанной модели.

### 5.3. Расчет тупикового упора

Основное назначение тупиковых упоров – обеспечение гашения остаточной скорости крана и предотвратить его сход с кранового пути в аварийных ситуациях [51].

Рассмотрим расчет тупикового упора ударного типа. Тупиковый упор выполнен в виде сварной рамы из швеллеров. Для гашения энергии удара, при наезде крана на тупиковый упор, на стойке болтами крепится буфер (резиновый амортизатор).

Для расчета построены две конечноэлементные модели: с использованием плоских (рис. 5.12 а) и с использованием объемных (рис. 5.12 б) конечных элементов.

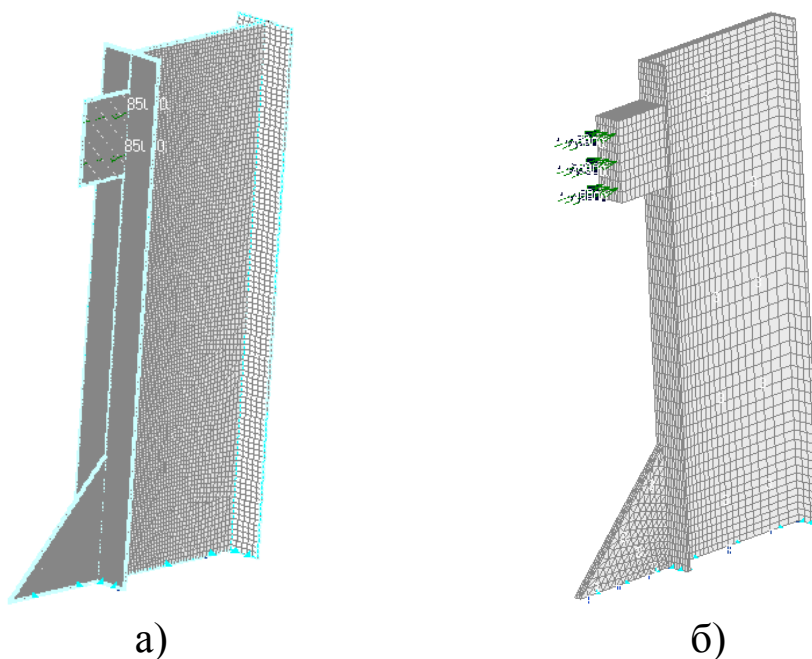


Рис. 5.12. Конечноэлементные модели тупикового упора:  
а – плоские конечные элементы; б – объемные конечные элементы

Результаты расчета эквивалентных напряжений в конструкции с использованием модели из плоских конечных элементов показаны на рис. 5.13. На рис 5.14 показана наиболее опасная зона тупикового упора. Результаты расчета для различных скоростей наезда крана на упор приведены в табл. 5.2.

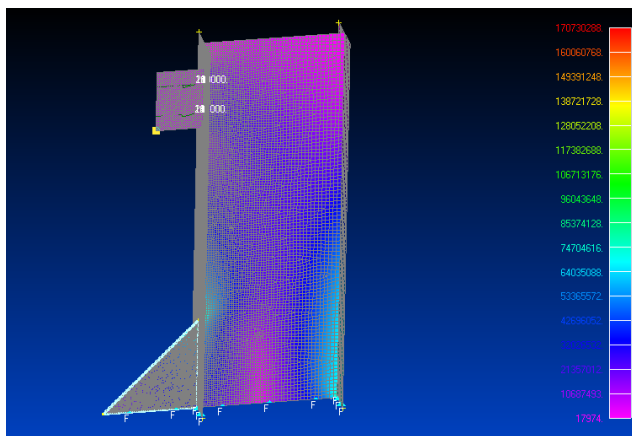


Рис. 5.13. Эквивалентные напряжения в тупиковом упоре, Па

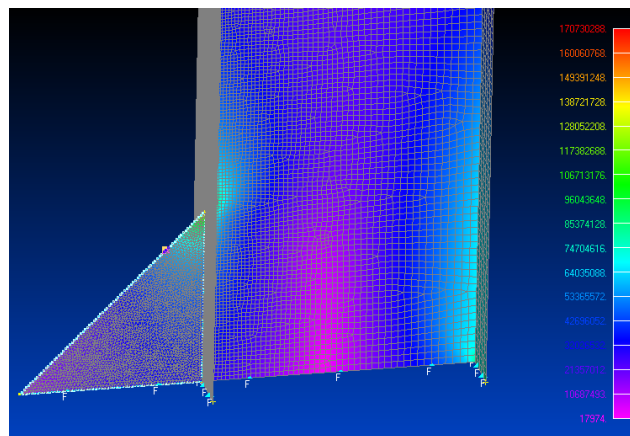


Рис. 5.14. Эквивалентные напряжения в опасной зоне, Па

Таблица 5.2

Результаты расчета напряжений в опасной зоне для различных скоростей наезда с использованием плоских конечных элементов

Нагрузка на тупиковый упор, кН	Скорость наезда крана, м/с	Максимальная деформация буфера, мм	Максимальное напряжение, МПа
80	0,256	21,3	68,3
85	0,272	22,6	72,5
90	0,288	23,9	76,8
100	0,32	26,6	85,3
120	0,384	31,9	102,4
140	0,448	37,3	119,5
160	0,512	42,6	136,6
180	0,576	47,9	153,6
200	0,641	53,2	170,7

Результаты расчета эквивалентных напряжений в конструкции с использованием модели из объемных конечных элементов показаны на рис. 5.15. На рис 5.16 показана наиболее опасная зона тупикового упора – угол перехода от ребра жесткости к вертикальной стойке. Результаты расчета для различных скоростей наезда крана на упор приведены в табл. 5.3.

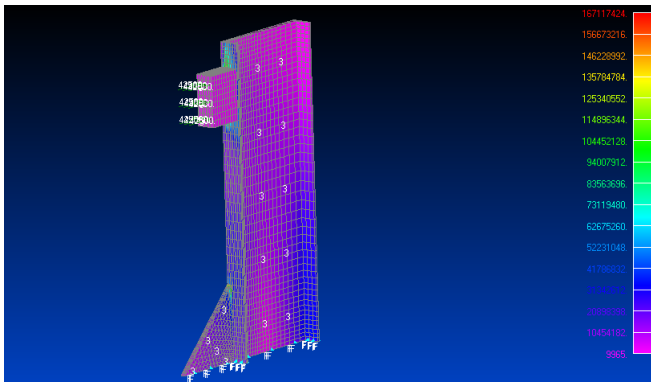


Рис. 5.15. Эквивалентные напряжения в тупиковом упоре, Па

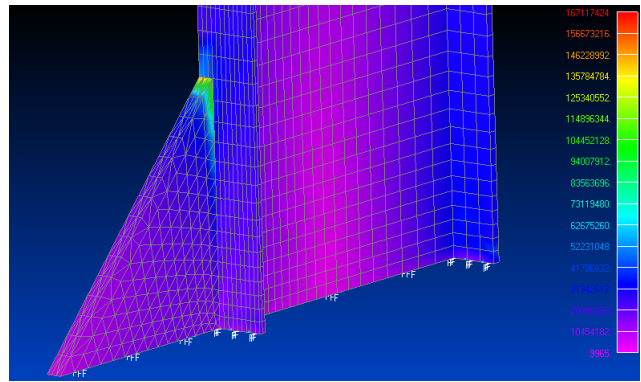


Рис. 5.16. Эквивалентные напряжения в опасной зоне, Па

Таблица 5.3

Результаты расчета напряжений в опасной зоне для различных скоростей наезда с использованием объемных конечных элементов

Нагрузка на тупиковый упор, кН	Скорость наезда крана, м/с	Максимальная деформация буфера, мм	Максимальное напряжение, МПа
40	0,256	21,1	93,4
42,5	0,272	22,5	99,2
45	0,288	23,8	105,1
50	0,32	26,4	116,7
60	0,384	31,7	140,1
70	0,448	37,0	163,5
80	0,512	42,3	186,8
90	0,576	47,6	210,2
100	0,641	52,9	233,5

Сравнение результатов расчета эквивалентных напряжений в наиболее опасной зоне упора показано на рис. 5.17.

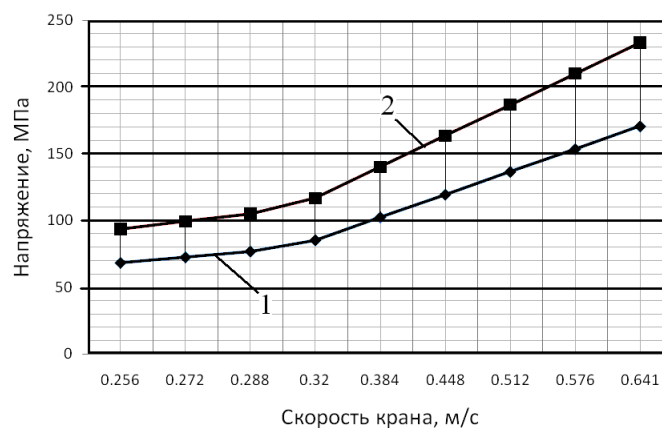


Рис. 5.17. Сравнение результатов расчета:

1 – плоские конечные элементы; 2 – объемные конечные элементы

Из графика (рис. 5.17) видно, что максимальные напряжения, полученные с помощью модели из объемных конечных элементов выше, чем напряжения полученные при помощи модели из плоских конечных элементов.

При скорости крана 1 км/ч (0,277 м/с) деформация упорного буфера составит 23 мм, что подтверждается результатами проверочного расчета с использованием энергетического метода.

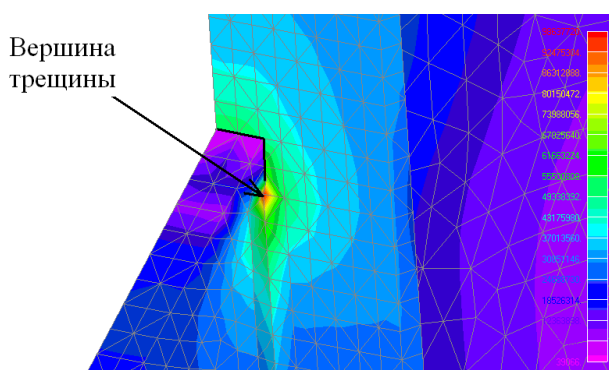


Рис. 5.18. Трещина в тупиковом упоре

С точки зрения безопасной эксплуатации представляет интерес определение предельной величины трещины в наиболее опасной зоне тупикового упора. В ходе исследования моделировался частичный отрыв по сварному шву ребра жесткости от вертикальной стойки тупикового упора (рис. 5.18).

Результаты расчета напряжений с помощью плоских конечных элементов в вершине трещины различной длины (от 5 до 300 мм) при скорости наезда крана 1 м/с приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Результаты расчета напряжений в вершине трещины

Длина трещины, мм	Напряжения, МПа	Длина трещины, мм	Напряжения, МПа	Длина трещины, мм	Напряжения, МПа
5	69,18	<b>100</b>	<b>86,11</b>	210	74,62
10	71,03	110	85,93	220	73,49
15	73,31	120	85,78	230	71,08
20	76,66	130	85,27	240	67,9
30	80,19	140	84,04	250	65,4
40	82,60	150	82,86	260	61,99
50	84,20	160	80,96	270	57,19
60	85,25	170	80,08	280	51,4
70	85,23	180	78,98	290	45,7
80	85,69	190	77,88	300	32,8
90	85,52	200	76,44	–	–

Таким образом, наибольшие напряжения возникают в вершине трещине длиной 100 мм (1/3 часть высоты ребра жесткости). При дальнейшем росте трещины напряжения падают. Это связано с тем, что нагрузка перераспределяется с ребра жесткости на вертикальную стойку тупикового упора.

---

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной монографии представлен комплекс конечноэлементных моделей различных грузоподъемных машин. Показано применение метода конечных элементов для определения характеристик напряженно-деформированного состояния металлоконструкций. Кроме этого, показана возможность применения МКЭ при решении более сложных комплексных задач, таких как оценка ресурса или динамической нагруженности.

Еще раз подчеркнем, что окончательное решение о соответствии проектируемой конструкции грузоподъемной машины требованиям прочности, жесткости, устойчивости принимается инженером. Результаты расчета с помощью МКЭ могут содержать большую погрешность. Поэтому помимо конечноэлементных расчетов следует выполнять проверочные аналитические расчеты, проводить экспериментальные исследования на моделях и натуральных образцах. Только такие комплексные исследования позволят обеспечить надежную и безопасную работу грузоподъемной машины в течение всего срока эксплуатации.

---

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Норенков, И.П. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии / И.П. Норенков, П.К. Кузьмик. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.
2. Брауде, В.И. Системные методы расчета грузоподъемных машин / В.И. Брауде, М.С. Тер-Мхитаров. – Л.: Машиностроение, 1985. – 181 с.
3. Будрин, С. В. Расчеты стреловых самоходных кранов / С.В. Будрин. – Владивосток: [б. и.], 1995. – 111 с.
4. Галлагер, Р. Метод конечных элементов. Основы / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1975. – 428 с.
5. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 540 с.
6. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
7. Лагерев, А.В. Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.В. Говоров // Вестник БГТУ. – 2010. – № 4. – С. 59-66.
8. Лагерев, А.В. Увеличение грузоподъемности крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, В.В. Говоров // Материалы Международной научно-практической конференции «Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании». – Брянск: БГТУ, 2010. – С. 13-14.
9. Пискунов, В.А. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов / В.А. Пискунов, И.М.Бузун, А.С. Городецкий и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 240 с.
10. Соколов, С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / С.А. Соколов. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
11. Шимкович, Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows / Д.Г. Шимкович. – М.: ДМК Пресс, 2003. – 448 с.
12. Огородникова, О.М. Расчёт конструкций в ANSYS / О.М. Огородникова. – М.: Техноцентр компьютерного инженеринга, 2009. – 452 с.
13. Копанев, Д.Б. Решение задач динамики средствами MSC.Nastran. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 1998. – 179 с.
14. Gorak, M.S. Finite Element Modeling of the RAH-66 Comanche Helicopter Tailcone Section Using Patran and Dytran / Mark S. Gorak, Jeffrey A. Libby. – Monterey.: Storming Media, 2001. – 109 p.

- 
15. Noor, A.K. Structures technology for future aerospace systems / A.K. Noor. – American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2000. – 406 p.
  16. Wasty, T.M. Modeling and sensitivity analysis of multibody systems using new solid, shell and beam elements / Tamer M. Wasfy, Ahmed K. Noor // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Volume 138, Issues 1-4, 1 December 1996. – P. 187-211.
  17. Гребенюк, Г.И. Основы расчета и оптимизации конструкций с использованием метода конечных элементов / Г.И. Гребенюк, Б.Н. Попов, Е.В. Яньков. – Новосибирск : [б. и.], 1992. – 96 с.
  18. Дискретная оптимизация в MSC.Nastran: методические указания / С.А. Сергиевский. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 1998. – 24 с.
  19. Оптимизация в MSC.Patran: методические указания. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 1998. – 55 с.
  20. Будрин, С. В. Расчеты стреловых самоходных кранов / С.В. Будрин. – Владивосток: [б. и.], 1995. – 111 с.
  21. Галлагер, Р. Метод конечных элементов. Основы / Р. Галлагер. – М.: Мир, Яньков. – Новосибирск : [б. и.], 1992. – 96 с.
  22. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.
  23. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / Брянск: изд-во БГТУ, 2006. – 232 с.
  24. ООО «Л Кард». Индустриальные системы сбора и обработки данных: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.lcard.ru>.
  25. Крейтовая система LTR: руководство пользователя. – L-Card, 2012. – 258 с.
  26. Лагерев, И.А. Прочностной расчет крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Материалы научн. конф. Совета МНТО / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2011. – С. 25-26.
  27. Лагерев, И.А. Сравнительный анализ конечноэлементных моделей гидроцилиндров крана-манипулятора / И.А. Лагерев // Материалы научн. конф. Совета МНТО / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2011. – С. 27-28.
  28. Лагерев, И.А. Моделирование шарниров стрелы грузоподъемного крана / И.А. Лагерев // Материалы III Междунар. научн.-практ. конф. «Достижения молодых ученых в развитии инновационных процессов в экономике, науке, образовании» / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2010. – Ч.1 – С. 44-46.

- 
29. Лагерев, А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2010. – С. 125-143.
30. Инструкция по эксплуатации самоходной энергетической машины АСТ-4-А. – Брянск: [б.и.], 2010. – 26 с.
31. Попов, В.Г. Дефекты металлоконструкций литейных кранов и пути их устранения / В.Г. Попов, Д.Ф. Габтыкаев // Безопасность труда в промышленности. – 2009. – №4. – С. 18-20.
32. Толоконников, А.С. Потенциальные места разрушения несущих металлоконструкций мостовых кранов / А.С. Толоконников, Г.В. Селиверстов, И.Ю. Выборнов // Тяжелое машиностроение. – 2007. – № 3. – с. 37-39.
33. Образцов, И.Ф. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов / И.Ф. Образцов. – М.: Высшая школа, 1985. – 392 с.
34. Пискунов, В.А. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов / В.А. Пискунов, И.М.Бузун, А.С. Городецкий и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 240 с.
35. Спицина, Д.Н. Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций / Д.Н. Спицина. – под ред. С.Д. Пономарева. – М.: Высшая школа, 1977. – 248 с.
36. Корчагин, П.А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме / П.А. Корчагин, Е.А. Корчагина, И.А. Чакурин. – Омск: СибАДИ, 2009. – 195 с.
37. Александров, М.П. Грузоподъемные машины: учебник для вузов / М.П.Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
38. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1993. – 364 с.
39. Шлющенко, А.П. Механика разрушения и расчеты на прочность и долговечность элементов машин и конструкций с трещинами / А.П. Шлющенко. – Брянск: БГТУ, 1996. – 232 с.
40. Трощенко, В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – В 2-х т. – Киев: Наукова думка, 1987.
41. Траверса ТРВ-182. Режим доступа: <http://www.dizel-remont.ru>.
42. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 2011. – №4. – С. 29-36.



- 
43. Траверса ТРВ-251. Режим доступа: <http://www.dizel-remont.ru>.
44. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
45. Лагерев, И.А. Методика моделирования эксплуатационной нагруженности металлоконструкции мостового крана / И.А. Лагерев // Наука и производство 2009: материалы международной научно-практической конференции. – Брянск: БГТУ, 2009. – с. 312-314.
46. Лобов, Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н.А. Лобов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.
47. Вибрации в технике: справочник: в 6 т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова, 1981.
48. Герасимьяк, Р.П. Динамика асинхронных электроприводов крановых механизмов / Р.П. Герасимьяк. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
49. Сакало, В.И. Сопротивление материалов: учеб. пособие / В.И. Сакало. – Брянск: БГТУ, 2009. – 527 с.
50. ГОСТ 23121-78. Балки подкрановые стальные для мостовых электрических кранов общего назначения грузоподъемностью до 50 т.
51. РД 50:48:0075.02.05. Тупиковые упоры. Рекомендации к проектированию, изготовлению и эксплуатации.

Типичные ошибки расчета в МКЭ-пакетах

Таблица

Ошибка	Причины ошибки	Алгоритм исправления
Расчет не запускается	Нарушение в работе программного пакета	Переустановить программный пакет
	Нарушение в работе системы лицензионной защиты	Устранить нарушения; перезапустить сервер лицензий
	Не заданы параметры расчета	Задать параметры расчета и настройки расчетного модуля
Расчет длится очень долго	Низкие вычислительные мощности компьютера для решения этой задачи	Провести расчет на более мощном компьютере или создать систему распределенных вычислений, или уменьшить количество конечных элементов в модели
	Компьютер загружен другими приложениями	Закрыть другие приложения, отключите антивирус, некритичные фоновые службы
	Произошло зависание компьютера или программы расчета	Перезагрузить компьютер и запустить расчет заново
	Расхождение итерационного процесса (для нелинейных задач)	Изменить шаг итерации или значение критерия оценки сходимости
	Широкий профиль матрицы жесткости	Провести перенумерацию узлов конечноэлементной сетки
Результат расчета нулевой	Не заданы нагрузки и воздействия или их значения нулевые	Задать ненулевые нагрузки и воздействия
	В настройках решателя отключен учет нагрузок и воздействий	Включить учет нагрузок и воздействий
	Текущее нагружение не содержит нагрузок и воздействий	Добавить нагрузки и воздействия в нагружение или выбрать другое нагружение
	Нагрузки заданы по геометрии, но конечные элементы не связаны с этой геометрией	Задать нагрузки для конечных элементов, а не для геометрии
	К объекту приложены нагрузки, которые не подходят для данного типа конечных элементов	Приложить нагрузки нужного типа
Полученные значения слишком велики или малы	Неверно выбраны единицы измерения линейных размеров	Построить конечноэлементную модель заново
	Нагрузки и воздействия заданы неверно или не в тех единицах измерения	Задать корректные величины нагрузок и воздействий
	Сила, приложенная к геометрическому объекту, некорректно распределяется между узлами конечноэлементной сетки	Определить величины нагрузок в узлах конечных элементов, выполнить коррекцию

Продолжение табл.

Ошибка	Причины ошибки	Алгоритм исправления
Расчет запускается, но прерывается	Не заданы кинематические граничные условия (закрепления)	Задать закрепления
	Наличие разрывов в конечно-элементной сетке	Выполнить сшивку сетки
	Закрепления заданы по геометрии, но конечные элементы не связаны с этой геометрией	Задать закрепления для конечных элементов, а не для геометрии
	В сетке содержатся вырожденные конечные элементы	Удалить вырожденные конечные элементы
	Объемное тело по ошибке разбито на плоские конечные элементы (разбита только граничная поверхность тела)	Удалить сетку плоских конечных элементов, разбить тело на объемные конечные элементы
	Не заданы свойства конечных элементов или их части, что приводит к разрыву модели на части	Задать свойства конечных элементов
	К конечным элементам применены свойства, не подходящие для данного типа конечных элементов	Задать верные свойства или выбрать другой тип конечных элементов
	Для динамических расчетов или расчета частот не заданы динамические параметры (плотность материала, коэффициенты демпфирования)	Задать динамические параметры
Расчет запускается, но прерывается. Нет признаков ошибок в конечно-элементной модели или настройках решателя	Недостаточно оперативной памяти (в том числе виртуальной памяти)	Физически добавить памяти; увеличить объем виртуальной памяти
	Недостаточно места на диске (дисках)	Удалить лишние файлы на диске; установить диск большего объема
	Перегрев процессора (обычно происходит перезагрузка компьютера)	Выключить компьютер для охлаждения, включить, немедленно начать расчет; установить дополнительные охлаждающие устройства (кулеры, радиаторы); обеспечить свободный приток воздуха (снять лицевую панель, вынуть из узкого стола и т.п.)

Необходимые для расчета свойства конечных элементов

Таблица

Объемные конечные элементы	Материал
Плоские конечные элементы	Материал
	Толщина элемента
Стержневые конечные элементы	Материал
	Конфигурация сечения
	Ориентация сечения

Расчет свойств композита для МКЭ-расчетов

При расчете конструкций из дисперсионно-упрочненных и волокнистых композитов исходный материал заменяется изотропным или ортотропным материалом с эквивалентными свойствами. Рассмотрим модель волокнистого композиционного материала с непрерывными армирующими волокнами (рис. 1), позволяющую определить эквивалентные упругие константы.

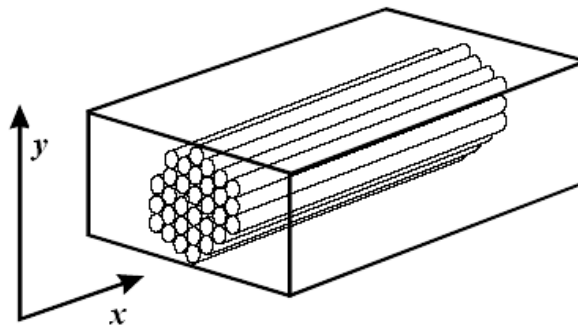


Рис. 1. Модель волокнистого композита

В общем случае уравнение для определения упругих констант волокнистого композиционного материала выглядит следующим образом:

$$P = P_m \frac{(1 + \xi \cdot \eta \cdot v_f)}{(1 - \eta \cdot v_f)}, \text{ где } \eta = \frac{P_f - P_m}{P_f - \xi \cdot P_m},$$

где  $P$  – упругое свойство композита (модуль упругости, коэффициент Пуассона, модуль сдвига);  $P_m$  и  $P_f$  – упругие свойства матрицы и армирующих элементов соответственно;  $v_m$  и  $v_f$  – объемные коэффициенты;  $\xi$  – эмпирические константы.

Эмпирические константы для определения упругих свойств по различным направлениям можно выразить следующим образом:

$$\xi_{Ey} = 2 + 40v_f^{10}, \xi_{Gxy} = 1 + 40v_f^{10}, \xi_{Gxz} = (4 - 120v_f^{10})^{-1}.$$

Тогда, например, модуль упругости материала в поперечном направлении можно вычислить по формуле:

$$E_y = E_{ym} \frac{(1 + \xi_{Ey} \cdot \eta \cdot v_f)}{(1 - \eta \cdot v_f)}, \text{ где } \eta = \frac{E_{yf} - E_{ym}}{E_{yf} - \xi_{Ey} \cdot E_{ym}}.$$

Например, для применения модели двумерно ортотропного материала в МКЭ необходимо определить 6 упругих констант:  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $G_{xy}$ ,  $G_{xz}$  и  $G_{yz}$ ,  $\mu_{xy}$ . Исходными данными для расчёта являются упругие характеристики материалов матрицы и волокон:  $E_{xm}$ ,  $E_{xf}$  – модули упругости;  $\mu_{xym}$ ,  $\mu_{xyf}$  – коэффициенты Пуассона. Модуль упругости  $E_x$  и коэффициент Пуассона  $\mu_{xy}$  композита вычисляются по правилу смешения, причем эмпирическая константа  $\xi_{Ex} = 1,0$ :

$$E_x = \xi_{Ex} (E_{xf} \nu_f + E_{xm} \nu_m) = E_{xf} \nu_f + E_{xm} \nu_m.$$

$$\mu_{xy} = \xi_{Ex} (\mu_{xyf} \nu_f + \mu_{xym} \nu_m) = \mu_{xyf} \nu_f + \mu_{xym} \nu_m.$$

Модуль упругости в перпендикулярном направлении  $E_y$  с учетом того, что  $E_{ym} = E_{xm}$  и  $E_{yf} = E_{xf}$ , определяется по следующим формулам:

$$E_y = E_{xm} \frac{(1 + \xi_{Ey} \cdot \eta \cdot \nu_f)}{(1 - \eta \cdot \nu_f)}, \quad \eta = \frac{E_{xf} - E_{xm}}{E_{xf} + \xi_{Ey} \cdot E_{xm}}, \quad \xi_{Ey} = 2 + 40\nu_f^{10}.$$

Модуль сдвига  $G_{xy}$  может быть вычислен следующим образом:

$$G_{xy} = G_{xym} \frac{(1 + \xi_{Gxy} \cdot \eta \cdot \nu_f)}{(1 - \eta \cdot \nu_f)}, \quad \eta = \frac{G_{xyf} - G_{xym}}{G_{xyf} + \xi_{Gxy} \cdot G_{xym}}, \quad \xi_{Gxy} = 1 + 40\nu_f^{10},$$

$$G_{xym} = \frac{E_{xm}}{2(1 + \mu_{xym})}, \quad G_{xyf} = \frac{E_{xf}}{2(1 + \mu_{xyf})}.$$

Модули сдвига  $G_{xz}$  и  $G_{yz}$  определяются по следующим зависимостям:

$$G_{xz} = G_{yz} = G_{xym} \frac{(1 + \xi_{Gxz} \cdot \eta \cdot \nu_f)}{(1 - \eta \cdot \nu_f)}, \quad \eta = \frac{G_{xyf} - G_{xym}}{G_{xyf} + \xi_{Gxz} \cdot G_{xym}}, \quad \xi_{Gxz} = \frac{1}{(4 - 120\nu_f^{10})}.$$

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	3
ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН .....	6
1.1. Метод конечных элементов .....	6
1.1.1. Статический расчет грузоподъемной машины .....	6
1.1.2. Динамический расчет грузоподъемной машины .....	7
1.1.3. Оптимизация конфигурации грузоподъемной машины..	8
1.2. Методика расчета грузоподъемной машины методом конечных элементов .....	9
1.2.1. Общий алгоритм расчета .....	9
1.2.2. Создание базовой геометрии .....	10
1.2.3. Создание конечноэлементной сетки .....	14
1.2.4. Ручная доработка и оптимизация конечноэлемент- ной сетки .....	16
1.3. Модели элементов грузоподъемной машины .....	19
1.3.1. Модели гидроцилиндров .....	19
1.3.2. Модели шарниров стрелы .....	22
1.4. МКЭ в планировании эксперимента .....	25
2. РАСЧЕТ ТРЕЗВЕННОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КРАНА- МАНИПУЛЯТОРА .....	30
2.1. Расчетные случаи .....	31
2.2. Конечноэлементные модели крана-манипулятора .....	35
2.3. Результаты расчета .....	45
2.4. Влияние характерного размера конечного элемента на точность результатов и время расчета .....	50
2.5. Расчет крюковой подвески .....	53
2.6. Вибронагруженность оператора машины .....	54
3. РАСЧЕТ БАШЕННОГО КРАНА .....	62
3.1. Расчетные случаи .....	63
3.2. Конечноэлементная модель башенного крана .....	63
3.3. Результаты расчета .....	64
3.4. Расчет крана при действии динамических нагрузок .....	69
4. РАСЧЕТ МОСТОВОГО КРАНА ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ ...	70
4.1. Расчетные случаи .....	73
4.2. Конечноэлементная модель мостового крана .....	74

---

4.3. Результаты расчета .....	79
4.4. Влияние трещиноподобных дефектов на прогибы главных балок мостового крана .....	81
4.5. Применение МКЭ для расчета ресурса мостовых кранов ....	82
5. РАСЧЕТ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ПОДКРАНОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ .....	90
5.1. Расчет траверс .....	90
5.1.1. Расчет траверсы ТРВ-182 .....	90
5.1.2. Расчет траверсы ТРВ-251 .....	92
5.2. Расчет подкрановой конструкции .....	94
5.3. Расчет тупикового упора .....	101
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	105
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	107
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	110