

И.А. ЛАГЕРЕВ, А.В. ЛАГЕРЕВ

**ДИНАМИКА
ТРЕХЗВЕННЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ
КРАНОВ-МАНИПУЛЯТОРОВ**



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

Брянск
ИЗДАТЕЛЬСТВО БГТУ
2012

УДК 621.86
ББК 30.9

Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов [Текст] + [Электронный ресурс]: монография / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2012. – 196 с.: ил. – ISBN 978-5-89838-608-5.

ISBN 978-5-89838-608-5

Рассмотрены методики и обобщенные рекомендации по моделированию динамической нагруженности элементов несущей металлоконструкции трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов. Разработаны математические модели для исследования динамики при движении элементов крана-манипулятора, при передвижении грузоподъемной машины по стохастически неровной поверхности с подвешенным грузом. Представленные подходы могут использоваться для расчета стреловых кранов других типов, оснащенных гидроприводом.

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

Ил. 75. Табл. 8. Библиогр. 179 назв.

Рецензенты: малое инновационное предприятие
ООО «Промбезопасность-БГТУ»;
доктор технических наук, проф. И.А. Полянин

Издано в авторской редакции

Компьютерный набор Е.А. Лагерева

Темплан 2012 г., п. 3

Подписано в печать 12.07.2012. Формат 60x84 1/16 Бумага офсетная.
Офсетная печать. Усл.печ.л. 11,64. Уч.-изд.л. 11,64. Тираж 500 экз. Заказ 156.

Издательство Брянского государственного технического университета
241035, Брянск, бульвар 50-летия Октября, 7, БГТУ. 58-82-49.
Лаборатория оперативной полиграфии БГТУ, ул. Институтская, 16.

ISBN 978-5-89838-608-5

© Лагерев И.А., Лагерев А.В., 2012
© Изд-во БГТУ, 2012

*Посвящается памяти
Валерия Васильевича Лагерова (1932-2000)*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Краны-манипуляторы нашли широкое применение в строительстве, газо- и нефтедобывающих 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 монографии рассмотрены теоретические и практические вопросы исследования динамики трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов, а также оптимизации их конструкции.

В первой главе выполнен обзор используемых в настоящее время характерных конструкций кранов-манипуляторов, а также приведен анализ отечественных и зарубежных литературных источников, посвященных исследованию динамики подобных кранов.

Во второй главе представлены математические модели, предназначенные для исследования динамики трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов при раздельном и совмещенном поворотном движении их кинематических звеньев.

В третьей главе разработана динамическая модель передвижения кранов-манипуляторов по стохастически неровной опорной поверхности с подвешенным на крюке грузом.

Четвертая глава посвящена оптимизации кинематической схемы и гидропривода кранов-манипуляторов на стадии их модернизации.

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

Представленные в монографии математические модели и методики расчетного анализа динамики гидравлических трехзвенных кранов-манипуляторов технологических машин были, как пример практического использования, применены к конкретному объекту - трехзвенному гидравлическому крану-манипулятору самоходной энергетической машины АСТ-4-А для прокладки магистральных нефте- и газопроводов, серийно выпускаемой и модернизируемой промышленным предприятием ЗАО «Дизель-Ремонт» (г. Брянск).

Эти результаты также используются ООО «Промбезопасность» (г. Брянск) и малым инновационным предприятием ООО «Промбезопасность-БГТУ» (г.Брянск) при экспертизе промышленной безопасности кранов-манипуляторов, ЗАО «Дизель-Ремонт» (г. Брянск) 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».

Авторы надеются, что публикуемый материал будет интересен и полезен научным работникам, аспирантам и докторантам, занимающимся вопросами исследования динамики грузоподъемных машин, а также инженерно-техническим работникам машиностроения, транспорта, строительства и других отраслей промышленности Российской Федерации.

Авторы с благодарностью примут замечания и предложения читателей и просят 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.

ВВЕДЕНИЕ

Краны-манипуляторы – это стреловые грузоподъемные машины, используемые для погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ и, как правило, установленные на мобильную платформу. Они предназначены для работы в стеснённых условиях или там, где невозможно применение грузоподъемных машин других типов.

Одно из направлений повышения эффективности использования кранов-манипуляторов – одновременное перемещение нескольких элементов стрелы. Благодаря этому на 40...50% уменьшается время цикла работы грузоподъемной машины, растет ее производительность. Поэтому требуется разработка математических моделей совместного движения звеньев кранов-манипуляторов.

Как правило, для стреловых кранов не предусмотрено их перемещение с грузом, расположенном на крюковой подвеске. Применительно к автомобильным кранам категорическое запрещение движения с грузом обусловлено высокой вероятностью их опрокидывания. Все манипуляции с грузом осуществляются за счет поворота основания крана, изменения вылета стрелы и угла ее наклона (изменения угла отвеса грузового каната). Краны-манипуляторы, установленные на автомобилях и лесовозах, также работают только на дополнительных опорах-аутригерах и не перемещаются вместе с грузом. В то же время, имеется ряд транспортно-технологических машин различного назначения, оснащенных кранами-манипуляторами, которые передвигаются с подвешенным на крюке грузом вследствие особенностей выполняемых ими технологических операций при производстве работ. Для них требуется разработка специальных математических моделей, позволяющих провести анализ динамики таких кранов при передвижении с грузом по стохастически неровной поверхности.

Краны-манипуляторы в силу своей конструкции обладают сложной кинематикой и динамикой. В процессе работы конфигурация стрелы изменяется в широких пределах. В отличие от кранов мостового типа, невозможно определить наиболее опасное положение стрелы, при котором в отдельных элементах конструкции возникнут предельные напряжения или деформации. Поэтому для выявления наилучшего варианта конфигурации краново-манипуляционной установки следует проводить серию расчетов. Этот процесс целесообразно совместить с поиском оптимальной конструкции крана.

ГЛАВА 1.

СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ КРАНОВ-МАНИПУЛЯТОРОВ

Актуальность проблемы проектирования кранов-манипуляторов определяет внимание к ней со стороны ученых, проектировщиков подъемно-транспортной техники, экспертов в области промышленной безопасности. К настоящему моменту в этой области достигнуты определенные успехи, разработаны и применяются на практике методы проектирования кранов-манипуляторов [121; 130; 144; 147; 163]. В то же время, проблема еще далека от своего окончательного решения [74; 78; 118; 132; 144].

1.1. Конструкции кранов-манипуляторов

Краны-манипуляторы имеют сложную многосекционную стрелу. Обычно стрела состоит из вертикальной поворотной колонны и нескольких рычажных звеньев. Последнее звено часто имеет несколько телескопических секций. На конце стрелы закрепляется грузозахватный орган или навесное оборудование.

Основными параметрами крана-манипулятора являются грузоподъемность и вылет стрелы. Грузоподъемность кранов нормируется ГОСТ 1575-87 [23]. Однако сегодня ведущие производители выпускают краны-манипуляторы с произвольной грузоподъемностью, определяемой назначением машины.

Краны-манипуляторы имеют переменную грузоподъемность, зависящую от вылета. На рис. 1 показана типовая рабочая зона крана-манипулятора НІАВ [109], в пределах которой построены кривые нагрузки.

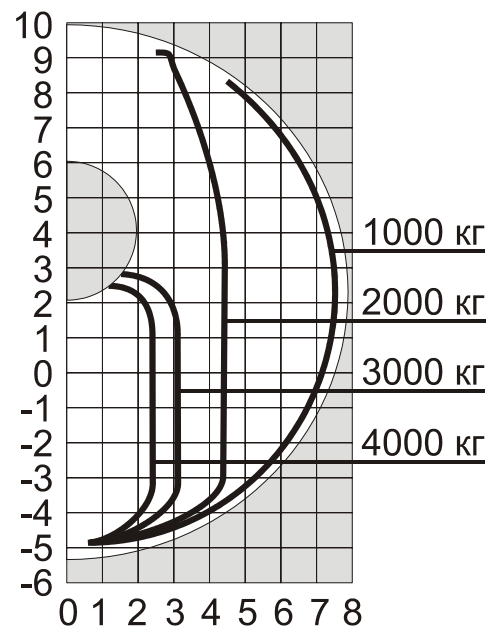


Рис. 1. Графики грузоподъемности

Кран-манипулятор может поместить грузозахватный орган в любую точку рабочей зоны. В связи с широким распространением существует большое количество типовых вариантов их конструкций.

Проанализированы конструкции кранов-манипуляторов, выпускаемых ведущими отечественными и зарубежными производителями [5; 36; 37; 56-61; 108-111; 130; 144; 147; 165; 168;]. Среди них Amco Veba (Италия), Dongyang (Корея), FASSI (Италия), Fisher (США), HIAV (Швеция), HMF (Германия), MKG (Германия), Palfinger (Австрия), UNIC (Япония), XCMG (Китай), ЗАО «Инман» (Россия), АЗ «Чайка-Сервис» (Россия), ЗАО «Дизель-Ремонт» (Россия). Основные конструкции показаны на рис. 2.

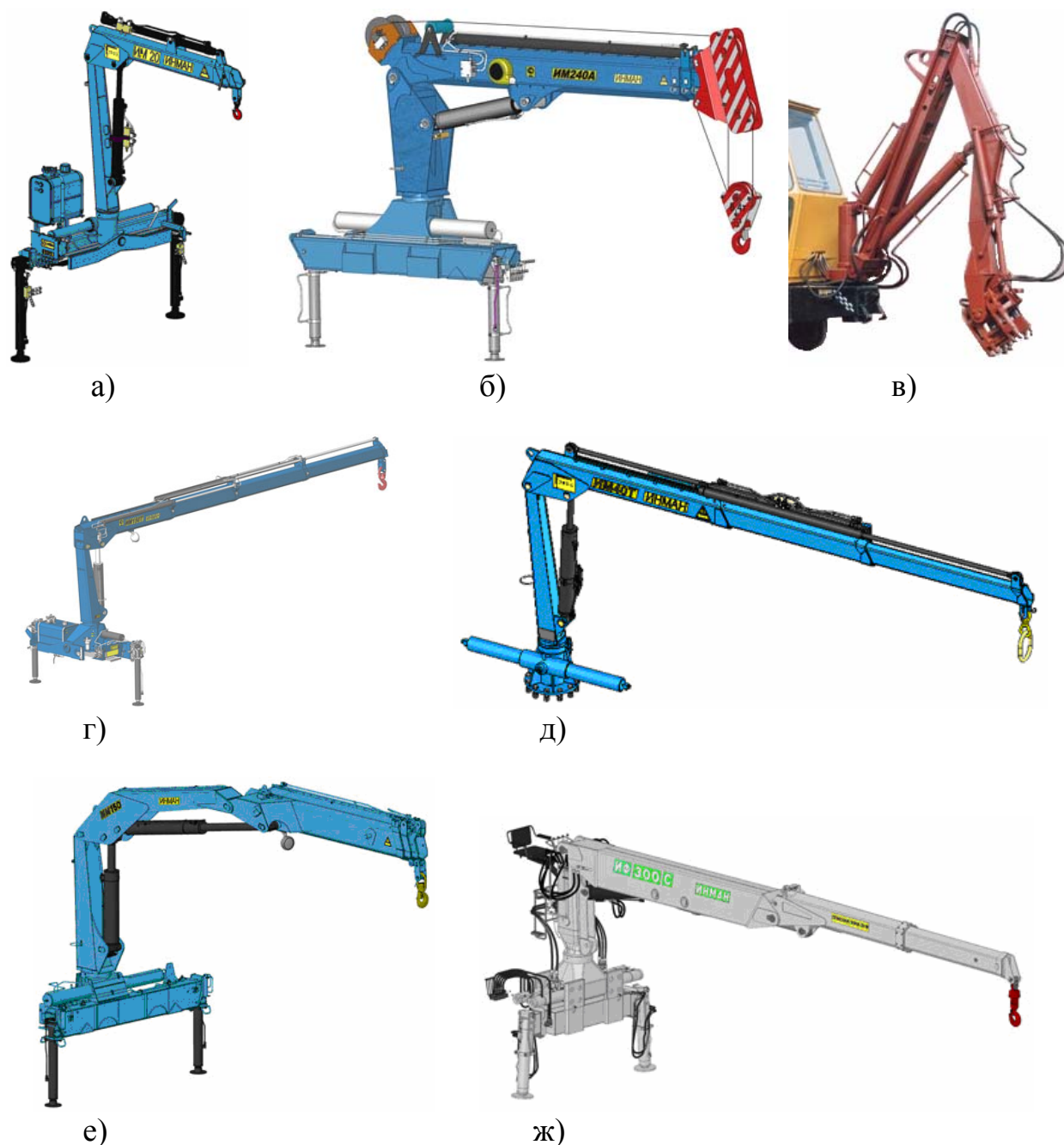


Рис. 2. Конструкции кранов-манипуляторов:
а-д – двухзвенные; е-ж – трёхзвенные

Краны-манипуляторы устанавливаются на различные базы (рис. 3). Они могут быть установлены на стационарное основание. Однако в большинстве случаев краны-манипуляторы располагаются на транспортных средствах (грузовых автомобилях, железнодорожном подвижном составе, кораблях и судах) [108; 110; 111; 165].



Рис. 3. Базы для установки крана-манипулятора:
а – грузовой автомобиль; б – гусеничное шасси; в, г – гусеничная машина;
д – железнодорожная техника; е – плавучие средства

В транспортном положении кран-манипулятор может принимать различное положение. Наиболее распространены краны с Z- и T-образным складыванием стрелы (рис. 4) [108; 110; 111; 165].

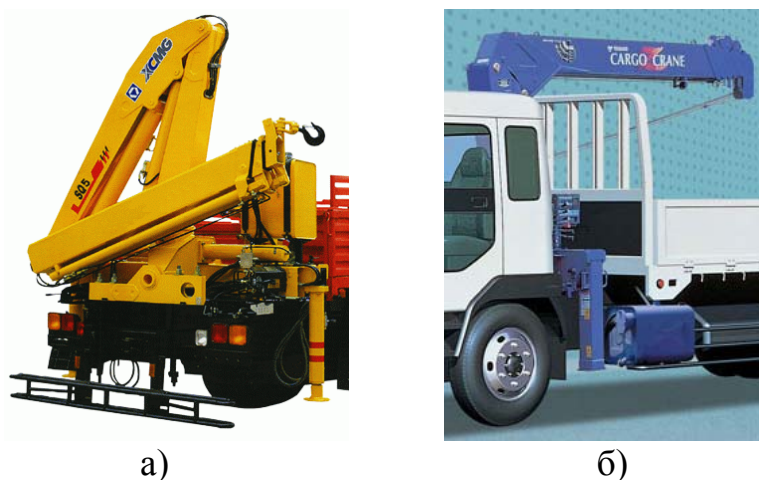


Рис. 4. Кран-манипулятор в транспортном положении:
а – с Z-образным складыванием; б – с T-образным складыванием

Существуют краны манипуляторы с канатной (гибкой) подвеской, когда грузозахватный орган оснащается грузовой лебедкой; и краны-манипуляторы с шарнирной (жесткой) подвеской грузозахватного органа, который в таких случаях закрепляется на оголовке стрелы.

Для выполнения грузоподъемных работ на кране-манипуляторе устанавливается различное навесное оборудование. Чаще всего используются один или несколько крюков. Главный крюк наибольшей грузоподъемности крепится на выдвижной секции стрелы и служит для работы с большими грузами в пределах грузовых характеристик подъемного крана. На концевых секциях удлинителей стрел крана-манипулятора могут быть установлены дополнительные крюки для работы с малыми грузами и на больших вылетах. Кроме того применяются разборные траверсы, грузовые захваты (для брёвен, поддонов, кирпича, многолепестковые, сеточные, вилочные, челюстные, электромагнитные и т.д.), люльки для подъема людей. Для выполнения строительно-монтажных работ на стреле крана-манипулятора устанавливаются ковши или буры [5; 36; 108; 144].

Управление краном-манипулятором может осуществляться одним из способов: установленными с боку крана-манипулятора рычагами; со стойки оператора на уровне платформы; с кресла оператора на верху поворотной колонны; с пульта дистанционного управления [144, 130; 168].

Гидравлические манипуляторы нашли большое применение в машинах для лесозаготовки [33]. Они устанавливаются на автопоездах для перевозки леса и лесозаготовительных машинах. За рубежом наиболее активные работы по комплексной механизации лесозаготовительных работ ведутся в США, Канаде, Финляндии и Швеции. Кинематические схемы большинства этих манипуляторов соответствуют показанным на рис. 2 е, ж.

В нашей стране первый автопоезд ЛТГ-95 с гидроманипуляторным загрузочным устройством создан в 1960-х годах. Он состоял из тягача ЗИЛ-157 и полуприцепа КАЗ-717 (рис. 5). До этого использовались автопоезда с канатно-лебедочными системами погрузки древесины [33].

В 1980-х годах в нашей стране началась активная разработка оборудования для сортиментной заготовки леса. Тогда был создан навесной гидроманипулятор ЛВ-185 (рис. 6). Он предназначен для обслуживания различных технологических операций на предприятиях лесной промышленности. Манипулятор состоит из опорной конструкции, поворотной колонны, стрелы, рукояти с выдвижным удлинителем. Манипулятор ЛВ-185 используется и сегодня.



Рис. 5. Автопоезд ЛТГ-95



Рис. 6. Сортиментовоз (форвардер) с гидроманипулятором ЛВ-185

Затем были разработаны гидроманипуляторы МГМ-40 (рис. 7) и МУГ-70В (рис. 8). Они могут устанавливаться на шасси автомобилей ЗИЛ, ГАЗ, Урал, КамАЗ, КрАЗ, МАЗ [33]. Манипуляторы МГМ-40 и МУГ-70В используется на машинах для сварки трубопроводов производства ЗАО «Нефтегазтехника» [156].



Рис. 7. Автопоезд-сортиментовоз с гидроманипулятором МГМ-40



Рис. 8. Автопоезд-сортиментовоз с гидроманипулятором МУГ-70В

Сегодня на лесозаготовках широко применяются автопоезд-сортиментовоз на базе автомобиля КамАЗ-53213 с прицепом ГКБ-8352 с гидроманипулятором F-65S финского производства; автопоезд ТМ-22 с гидроманипулятором F-65S на базе автомобиля МАЗ-5434 с прицепом-ропуском ГКБ-9362.

Применение таких автопоездов эффективно на небольших лесо-секах и выборочных рубках, когда вырубленная древесина небольшими объемами рассредоточена вдоль грунтовых дорог.

Гидроманипуляторы используются и в лесозаготовительных машинах (рис. 9 – рис. 12). В этом случае на конце стрелы вместо грузозахватного органа устанавливается специализированное навесное оборудование [33; 156].



Рис. 9. Валочно-пакетирующая машина ЛП-19



Рис. 10. Валочно-трелевочная машина ВМ-4Б



а)



б)

Рис. 11. Валочно-сучкорезно-раскряжевочные машины (харвестеры): а – МЛ-72; б – ТЛК-4-15



Рис. 12. Сортиментовозы (форвардеры):
а – МЛ-72-01; б – ТЛ-60Ф-4

По технической сути наиболее близки к объекту исследования краны-манипуляторы самоходных энергетических машин (рис. 13), выпускаемых ЗАО «Дизель-Ремонт» (г. Брянск) и ЗАО «Нефтегазтехника» (г. Санкт-Петербург) [3; 36, 38; 45; 95]. Эти машины предназначены для ручной дуговой сварки покрытыми электродами или полуавтоматической сварки порошковой проволокой или сварки в среде защитных газов неповоротных стыков стальных труб диаметром до 1420 мм, сушки и прокалки электродов, питания переменным электрическим током переносного электроинструмента, а так же для выполнения других сварочных работ. Машины используются на строительстве магистральных газо- и нефтепроводов.

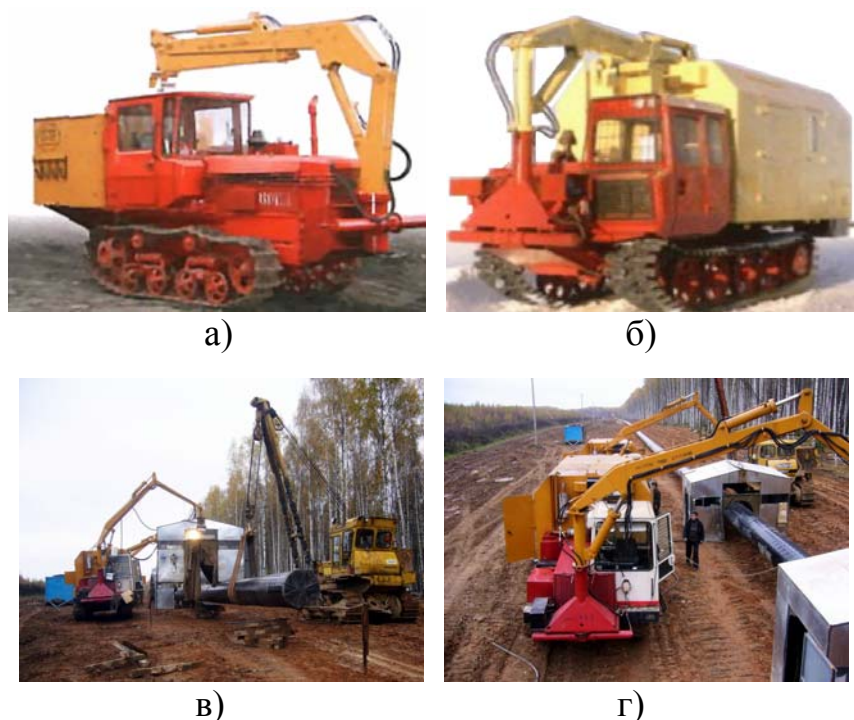


Рис. 13. Самоходные энергетические машины [3; 95]:
а – АСТ-Т2-В2; б – АСТ-4-О; в, г – АСТ-4-А

Кран-манипулятор с поворотной стрелой самоходной энергетической машины предназначен для подъема и перемещения палатки сварщика в зону сварки стыка труб. Палатка сварщика защищает шов и сварщика от неблагоприятного влияния окружающей среды.

На стреле манипулятора с помощью приварных скоб крепятся сварочные кабели, соединяющие размещенные в кузове агрегата сварочные выпрямители и посты сварки, находящиеся в палатке. Конструкция крана-манипулятора показана на рис. 14.

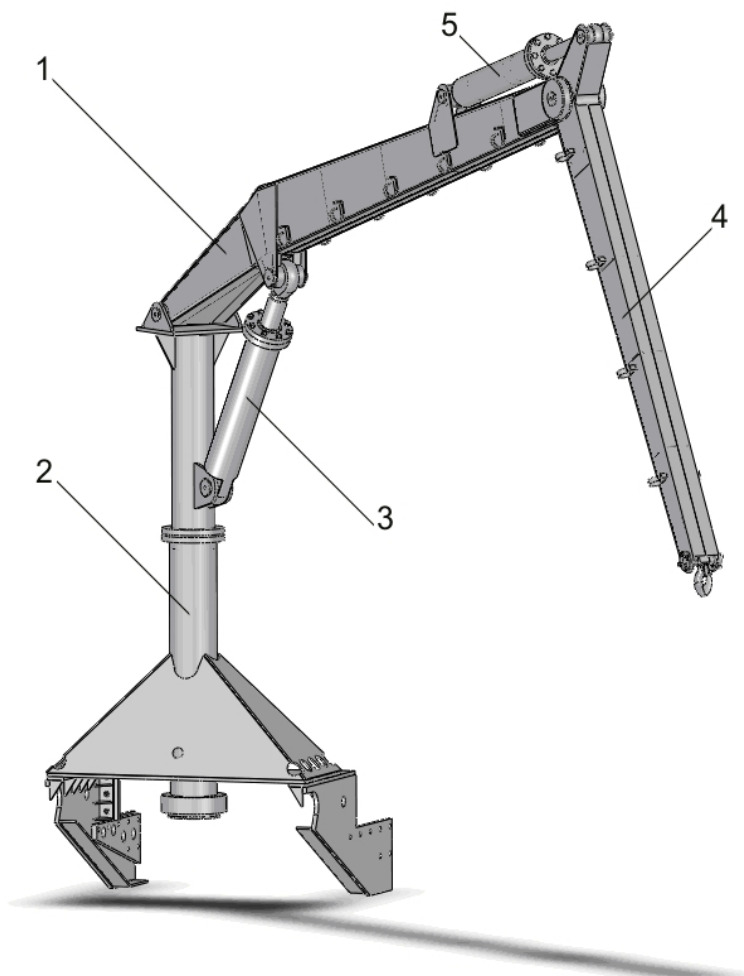


Рис. 14. Кран-манипулятор машины АСТ-4-А [45; 95]:
1 – стрела; 2 – поворотная колонна; 3 – нижний гидроцилиндр;
4 – стрела-вставка; 5 – верхний гидроцилиндр

Стрела 1 шарнирно прикреплена к поворотной колонне 2 с возможностью изменения угла наклона к горизонту при помощи нижнего гидроцилиндра 3. На конце стрелы установлена рукоять 4, имеющая возможность поворота в вертикальной плоскости с помощью верхнего гидроцилиндра 5. Таким образом, кран-манипулятор имеет три звена: колонну, стрелу и рукоять.

Колонна стрелы закреплена на площадке в передней части рамы базового трактора. Под площадкой установлены гидроцилиндры поворота колонны относительно вертикальной оси. Данный механизм обеспечивает угол поворота стрелы относительно транспортного положения до 120° в обе стороны.

Секции стрел кранов-манипуляторов имеют коробчатые сечения различной формы [144]. Для обеспечения геометрической стабильности поперечных сечений балки и обеспечения местной устойчивости листовых элементов, в которых действуют сжимающие напряжения, устанавливаются продольные и поперечные ребра жесткости [50].

Для изготовления кранов используют листовой и широкополосный прокат, из которого вырезаются заготовки. Для несущих металлоконструкций используется прокат толщиной не менее 4 мм [144].

Секции стрел кранов-манипуляторов имеют коробчатые сечения различной формы (рис. 15) [144].

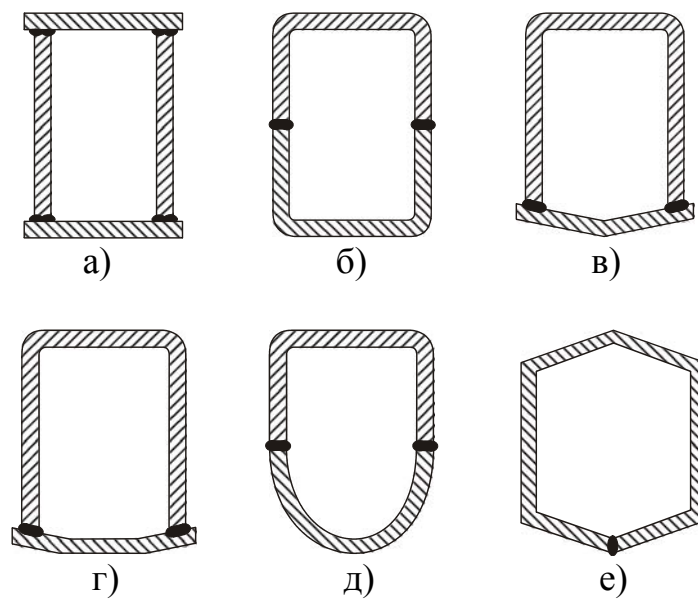


Рис. 15. Конфигурация сечений стрел кранов-манипуляторов

Простое коробчатое сечение (рис. 15 а) используется только для кранов-манипуляторов с невысокой грузоподъемностью. Помимо низкой устойчивости нижнего и высокой нагруженности верхнего пояса телескопических секций, большое количество сварных швов снижает выносливость. Применение сечения с закругленными углами (рис. 15 б) позволяет перенести сварные швы в наименее нагруженную зону. Сечения (рис. 1.15 в-е) обладают высокой устойчивостью нижнего пояса и обеспечивают хорошее центрирование телескопических секций.

Для обеспечения геометрической стабильности поперечных сечений балки и обеспечения местной устойчивости листовых элементов, в которых действуют сжимающие напряжения, устанавливаются (рис. 16) продольные и поперечные ребра жесткости [144].

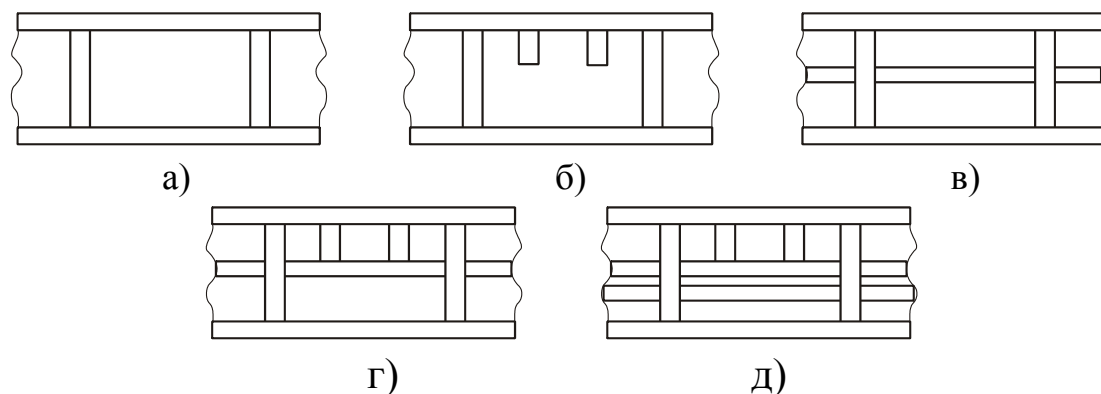


Рис. 16. Схемы установки ребер жесткости

Для изготовления металлических конструкций кранов-манипуляторов применяют ручную, полуавтоматическую и автоматическую электродуговую сварку. Полуавтоматическая или автоматическая сварка может проводиться под слоем флюса или в защитной газовой среде. При этом механические характеристики металла сварного шва не должны отличаться от характеристик основного металла. После сварки в конструкции возникают остаточные напряжения. При изготовлении моста крана применяются стыковые (рис. 17 а-в) и угловые (рис. 17 г-д) сварные швы [144].

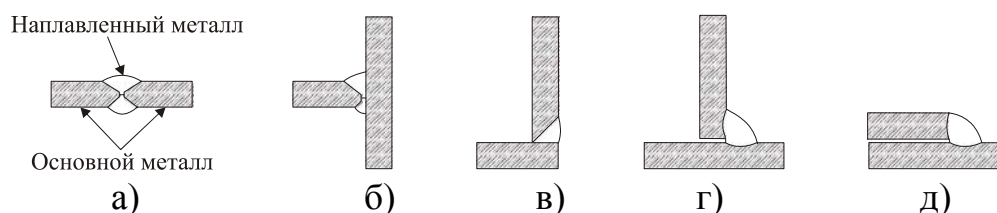


Рис. 17. Схемы сварных швов:
а-в – стыковые; г-д – угловые

До 1980-х годов металлоконструкции кранов, в основном, изготавливались из углеродистых сталей обычной прочности Ст3 по ГОСТ 380-71. Различают спокойную ВСт3сп5, полуспокойную ВСт3пс5 и кипящую ВСт3кп2 стали. В настоящее время краны изготавливают из низколегированных сталей по ГОСТ 19281-73 и ГОСТ 19282-73 – 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД, 17Г1С, 10ХСНД, 14Г2АФ и из сталей повышенной прочности 16Г2АФ, 18Г2АФПС [144].

На основе вышеизложенного краны-манипуляторы можно классифицировать следующим образом (рис. 18).

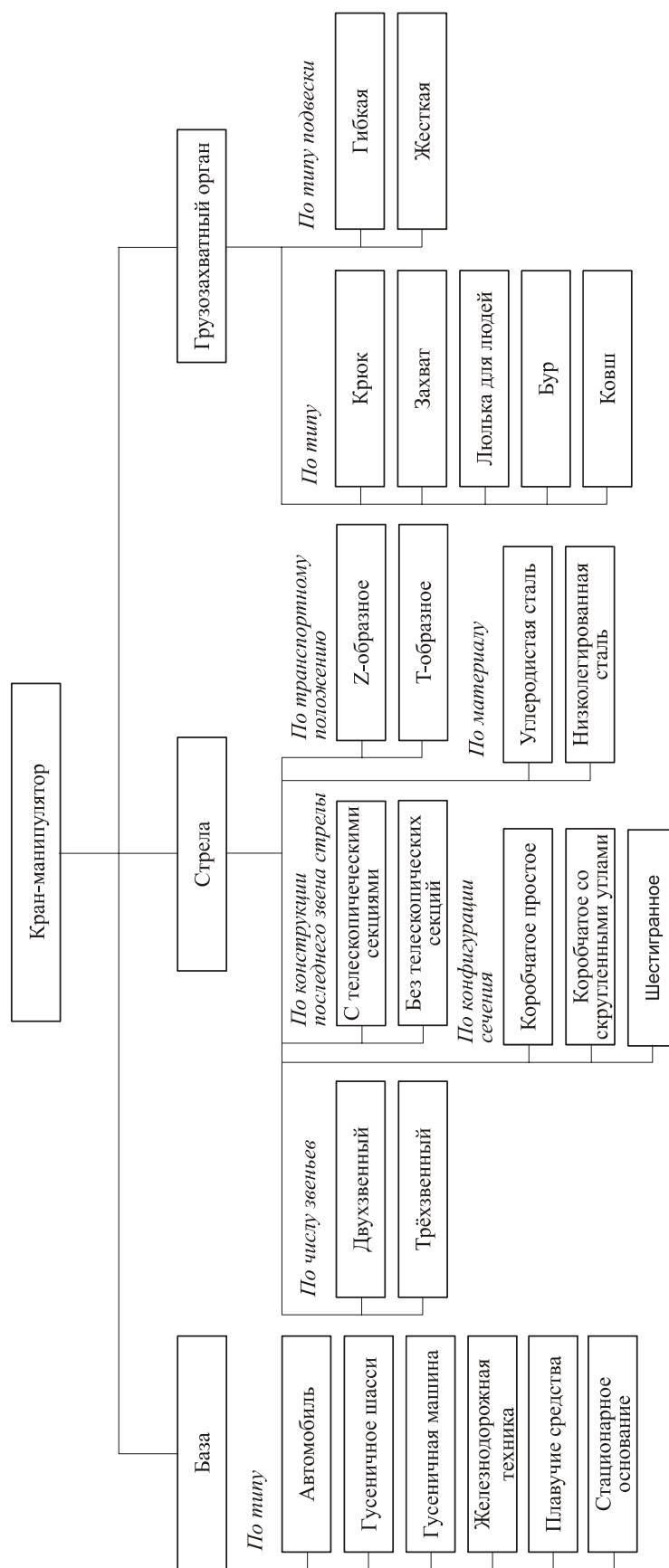


Рис. 18. Классификация кранов-манипуляторов

1.2. Условия эксплуатации кранов-манипуляторов

Большая часть подъемно-транспортной техники эксплуатируется в нестационарных условиях при воздействии на них переменных нагрузок различного происхождения со случайно меняющимися во времени количественными характеристиками. В их число входят все типы машин циклического действия, в частности, краны-манипуляторы [67; 144].

Под нагруженностью понимается состояние объекта, вызванное внешними воздействиями и условиями функционирования. Для элементов металлоконструкции крана основными характеристиками нагруженности являются внешние нагрузки или напряжения в опасных зонах, вызванные динамическими процессами [67; 144; 158]. Параметры, оказывающие влияние на характеристики нагруженности называются факторами нагруженности.

Эксплуатационные нагрузки, исходя из характера изменения во времени их величины, условно можно разделить на постоянные, переменные регулярные, переменные случайные, переменные кратковременные [67].

Процесс изменения характеристики нагруженности во времени $Q(\tau)$ можно представить в виде реализации (рис. 19) или совокупности реализаций.

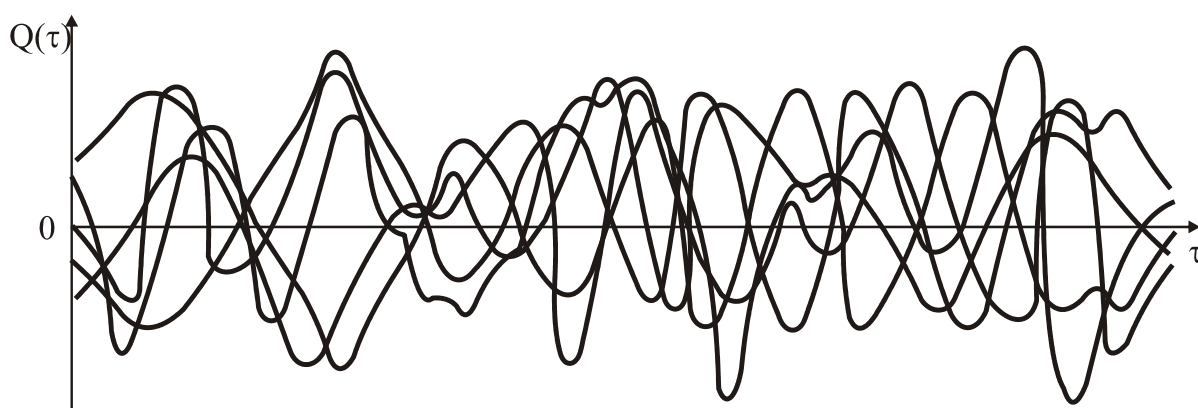


Рис. 19. Реализации процесса изменения характеристики нагруженности

На основе методов математической статистики процесс может быть представлен случайными функциями или законом распределения амплитуд. Часто для представления нагруженности в компактной форме, производится схематизация реализаций процесса одним из известных методов [67; 144].

Результаты такой обработки используются в дальнейшем для решения следующих задач проектирования: для установления группы режима работы оборудования; сравнительной оценки процессов нагружения однотипных элементов при выявлении наиболее нагруженных; количественной оценки эксплуатационных режимов машин по их повреждающему воздействию; расчетной оценки долговечности элементов машин по критериям накопления усталостных повреждений; моделирования реального процесса нагружения при стендовых испытаниях натуральных элементов конструкций и моделей машин на усталость [67].

Можно выделить несколько вариантов компактного представления параметров распределения факторов и характеристик нагруженности [67]:

- блок распределения (рис. 20 а);
- набор частот распределения (рис. 20 б);
- смешанное блочно-частотное распределения (рис. 20 в).

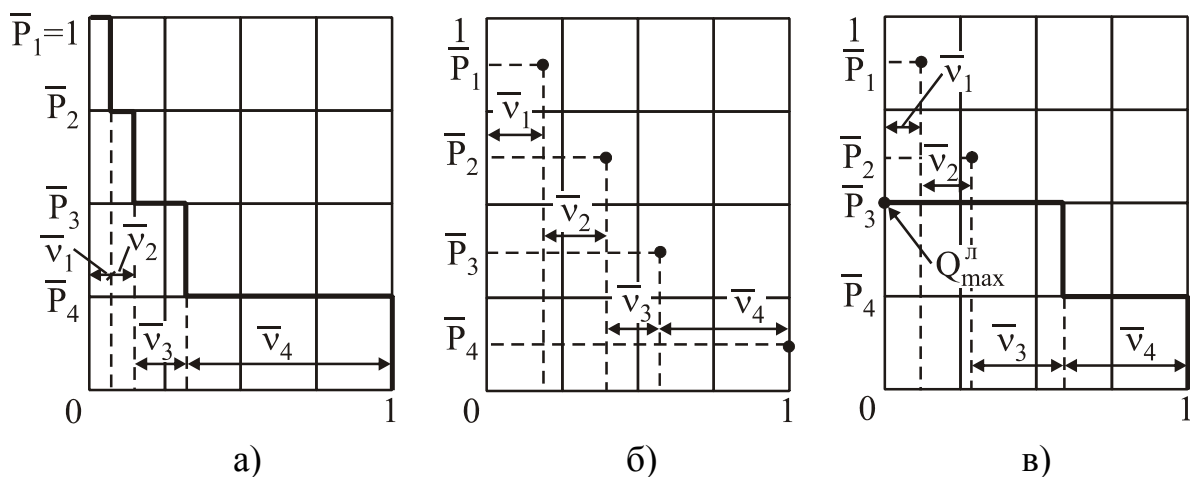


Рис. 20. Компактное представление данных о нагруженности:
 а – блок распределения; б – частотное распределение;
 в – смешанное распределение

Блок распределения является наиболее универсальным и используемым вариантом представления нагружения механизмов и металлоконструкций кранов. При его построении весь интервал описываемой величины $Q \in [0; Q_{ном}]$ разбивается на N подынтервалов шириной $\Delta Q = Q_{ном} / N$.

Для нагрузок, величина которых попадает в i -й подынтервал (т.е. составляет $(i-1)\Delta Q < Q \leq i\Delta Q$), определяется их общая продолжительность действия или число рабочих циклов v_i , а затем – нормированное значение $\bar{v}_i = v_i / v_{нэ}$.

Частотное распределение целесообразно использовать, если исследуемая величина принимает несколько фиксированных значений. Тогда для каждого i -го значения Q_i (из дискретного множества $Q_1, Q_2, \dots, Q_i, \dots, Q_N$) определяется общая продолжительность действия или число рабочих циклов v_i , а затем – нормированное значение $\bar{v}_i = v_i / v_{нз}$.

В инженерной практике при проектировании кранов-манипуляторов учет нагруженности производится весьма приближенно. В расчетах инженеры руководствуются рекомендациями головных организаций, в вычислениях используются многочисленные эмпирические коэффициенты [50; 121; 144; 147].

При проектировании условия нагружения кранов и их механизмов в процессе эксплуатации учитываются группами режимов работы, исходя из которых определяются требования к его надежности. Режим работы крана в целом определяется классом нагружения и классом использования [7; 50; 100; 144]. При этом не учитываются реальные условия эксплуатации крана-манипулятора.

Коэффициент нагружения K_Q определяется по формуле [26; 67]

$$K_Q = \sum_i \left(\frac{Q_i}{Q_{\max}} \right)^3 \frac{c_i}{\sum c_i},$$

где Q_{\max} – сумма номинальной грузоподъемности крана Q_H и массы грузозахватного органа $Q_{ГО}$, Q_i – масса груза перемещаемого краном в течение c_i циклов, c_i – число циклов работы с грузом массой Q_i . В цикл работы крана входит перемещение грузозахватного органа к грузу, подъем и перемещение груза, освобождение грузозахватного органа от груза и возвращение его в исходное положение. Зависимость класса нагружения от коэффициента нагружения дана в табл. 1 [26].

Таблица 1

К определению класса нагружения [26]

Класс нагружения	Коэффициент нагружения	
	Нижнее значение	Верхнее значение
Q0	0,000	0,063
Q1	0,063	0,125
Q2	0,125	0,250
Q3	0,250	0,500
Q4	0,500	1,000

Совокупность значений $Q_i - c_i$ образует блок нагружения. При этом часто блок строится в относительных величинах.

Класс использования определяется в зависимости от числа циклов работы крана за весь срок службы при $K_Q = 1,0$. Зависимость класса использования от числа циклов за весь срок службы дана табл. 2 [26].

Таблица 2

К определению класса использования [26]

Класс использования	Число циклов за весь срок службы
C0	$1,6 \cdot 10^4$
C1	$3,2 \cdot 10^4$
C2	$6,3 \cdot 10^4$
C3	$1,25 \cdot 10^5$
C4	$2,5 \cdot 10^5$
C5	$5 \cdot 10^5$
C6	$1 \cdot 10^6$
C7	$2 \cdot 10^6$
C8	$4 \cdot 10^6$
C9	Более $4 \cdot 10^6$

Зависимость режима работы от классов нагружения и использования приведена в табл. 3 [26].

Таблица 3

К определению режимов работы [26]

Класс нагружения	Класс использования									
	C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Q0	–	–	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
Q1	–	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	–
Q4	A1	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	–	–

Учет климатического воздействия на конструкцию подъемно-транспортных машин выполняется по рекомендациям [142]. К такому виду воздействия относятся снеговые, гололедные и температурные нагрузки [67]. Кран-манипулятор может эксплуатироваться в полевых условиях при температуре окружающего воздуха $-40 \text{ }^\circ\text{C} \dots +40 \text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажности воздуха 95% при $25 \text{ }^\circ\text{C}$ [45].

1.3. Оценка нагруженности и оптимизация кранов-манипуляторов

Одна из важнейших задач проектирования грузоподъемной машины – определение конструкторско-технологического решения и размеров несущей металлоконструкции. В ходе проектирования определяется облик будущей конструкции. При этом необходимо обеспечить отсутствие отказов во всех режимах эксплуатации.

Типовые отказы грузоподъемной машины: пластические деформации, хрупкое разрушение, усталостное разрушение, потеря устойчивости, коррозионное повреждение, недопустимые упругие деформации, недопустимые остаточные (пластические) деформации, износ, деградация свойств материала [144].

Типовой расчёт несущей металлоконструкции грузоподъемной машины, в том числе крана-манипулятора, включает следующие этапы [50; 144; 162].

1. Определяются параметры сырья, которое может быть использовано для изготовления металлоконструкции. Выбор диктуется условиями эксплуатации проектируемой машины и возможностями подразделений снабжения предприятия-изготовителя. На этом этапе определяются марки сталей, сорта металлического проката, параметры доступных стандартных изделий (крепежных и установочных элементов, крышек, прокладок и т.д.).

2. Формируются таблицы нагрузок, описывающие расчетные случаи. Вычисляются значения действующих нагрузок. Для этого используются как упрощенные методы, так и методы точного моделирования нагруженности грузоподъемной машины.

3. Проводится расчёт на прочность несущей металлоконструкции. Расчет проводится в форме проектировочного или проверочного [7; 17; 50; 144].

4. Выполняется проверочный расчёт общей устойчивости элементов конструкции, испытывающих сжимающие напряжения [7; 17; 50; 135; 139; 144]. В случае необходимости проводится усиление опасных участков.

5. Проводится расчёт на жёсткость конструкции в целом. Максимальный прогиб точки подвеса груза сравнивается с допустимым для данного типа грузоподъемной машины [144].

6. Выполняется проверка устойчивости конструкции [7; 17; 50].

7. Для грузоподъемных машин режима работы не ниже А6-А7, изготовленных из сталей с пределом текучести выше 600 МПа требуется выполнить расчёт на сопротивление усталости [50; 132; 144]. Однако группа режимов работы большинства кранов-манипуляторов не превышает А2-А3.

8. Выполняется расчет на сопротивление усталости шарнирных узлов и соединений (болтовых или сварных) [144; 147].

При проектировании стрелы крана-манипулятора особенно важно минимизировать массу конструкции, т.к. стреловая система, расположенная на максимальном вылете создает большой опрокидывающий момент [144]. Этого можно достичь при равномерном распределении силовых потоков по металлоконструкции крана. Для трехзвенных кранов-манипуляторов критериями оптимальности конструкции могут служить усилия в гидроцилиндрах [132].

При оценке нагруженности металлоконструкции крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов не целесообразно учитывать все характерные для конкретного расчетного случая нагрузки, так как вероятность их одновременного действия в условиях эксплуатации практически равна нулю. Поэтому в рамках каждого расчетного случая выделены следующие типовые последовательности движений, совершаемые механизмами крана-манипулятора (табл. 4) [67; 144; 163].

Таблица 4

Типовые последовательности движений
крана-манипулятора [67; 144; 163]

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

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. 5 для крана-манипулятора самоходной энергетической машины приведены перечни эксплуатационных нагрузок, подлежащих учету для возможных расчетных сочетаний.

Таблица 5

Перечень эксплуатационных нагрузок для расчета крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов [67]

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

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

На практике нагрузки (табл. 5) определяются по упрощенным зависимостям [67; 132; 144]. Однако современные математические алгоритмы и вычислительная техника позволяют исследовать эксплуатационную нагруженность с высокой точностью.

Экспериментальный подход к определению эксплуатационной нагруженности дает наиболее точное представление о характере изменения параметров нагружения, в частности, напряжений в опасных зонах металлоконструкции крана. В ходе испытаний с помощью специальной аппаратуры производится регистрация процесса нагружения во времени.

Известны различные методы исследования нагруженности объектов: электрическая тензометрия [94; 160], акустическая тензометрия [101], регистрация значений внешних нагрузок (сил, ускорений) с последующим пересчетом на напряжения [99] и другие.

Известны специальные методы определения динамических нагрузок кранов-манипуляторов [34; 119] с помощью тензометрических датчиков омического сопротивления. Тензометрические датчики размещены на поворотной стойке и секциях стрелы гидроманипулятора в пространственно разнесенных и наиболее нагруженных сечениях так, чтобы одни датчики были чувствительными к воздействию нагрузок только в вертикальном направлении, а другие – в поперечном направлении, перед испытаниями нагружают конец стрелы статической нагрузкой, затем производят динамическое нагружение конструкции гидроманипулятора путем перемещения груза в заданном направлении с последующим резким торможением и фиксацией показаний датчиков, после чего, используя данные статической тарировки и динамических испытаний, определяют динамические силы, изгибающие моменты и коэффициенты динамичности в соответствующих сечениях по аналитическим зависимостям.

Для определения интенсивности использования и различных факторов нагруженности проводятся наблюдения за работой крана-манипулятора. Аналогичные данные могут быть получены с помощью установленных на кране штатных регистраторов параметров [115].

С одной стороны, изучение процесса нагружения на основе экспериментальных данных представляется более предпочтительным, т.к. оценивается реальная эксплуатационная нагруженность мостового крана. Однако этот метод подходит только для существующих объектов и не применим на этапе проектирования. Кроме того, вероятность появления в процессе эксплуатации больших амплитуд, наносящих металлоконструкции большое повреждение, достаточно мала. Поэтому при записи процесса нагружения из-за её ограниченности по времени не всегда можно наблюдать их появление.

Исследованиям динамики стреловых кранов посвящены работы [1; 42; 91; 92; 97; 98; 128]. Большое количество исследований относится к изучению колебательных явлений в грузоподъемных кранах, исследованию переходных процессов и определению динамических нагрузок в элементах несущей металлоконструкции. В расчетах используются различные динамические модели. К сожалению, подав-

ляющее большинство динамических моделей предлагается использовать лишь для оценки максимальных динамических усилий или построения реализации процесса при работе крана с номинальными значениями факторов нагруженности (массы груза, скоростей механизмов) при определенных конфигурациях стрелы. Таким образом, не учитывается реальная история нагружения грузоподъемной машины.

В работе [42] проведен анализ стрелового грузоподъемного крана как сложной динамической системы, состоящей из механической подсистемы, подсистемы гидропривода и подсистемы контроля устойчивости, представлены методики автоматизированного моделирования подсистем крана. Методика автоматизированного моделирования механической подсистемы крана основана на автоматическом построении уравнений движения в форме уравнений Лагранжа второго рода с переменными коэффициентами. Методика автоматизированного моделирования подсистемы гидропривода основана на разбиении схемы гидропривода на функциональные элементы, описанные линеаризованными математическими моделями, и построении уравнений системы гидропривода из математических моделей элементов. Методика оценки устойчивости системы грузоподъемного крана предполагает вычисление критерия оценки устойчивости.

В работе [164] с использованием уравнений Лагранжа анализируется движение груза, описываемое системами нелинейных уравнений второго порядка. Для козловых кранов при образовании расчетной модели учитывают переменность длины подъемного каната, а также массу грузовой тележки. Для башенных кранов учитывают также массу стрелы и момент инерции поворотной башни. Данный подход применен для исследования кранов с гибкой подвеской груза.

Перечисленные выше работы в основном посвящены исследованию динамики грузоподъемных кранов с гибким подвешиванием груза. В работах [46; 145] предложены методики анализа динамической нагруженности кранов с жестким подвешиванием груза, к которым можно отнести краны-манипуляторы машин для сварки трубопроводов. Предлагается переход от исходной конструкции к динамической модели, состоящей из сосредоточенных масс, связанных гибкими стержневыми элементами; показаны алгоритмы определения параметров модели; решение задачи выполняется с помощью метода конечных элементов. Однако эти работы в большей степени посвящены исследованию динамики специальных мостовых кранов.

На современном этапе механизации лесосечных работ наблюдается тенденция использования многооперационных машин манипуляторного типа. Анализ работ, посвященных исследованиям нагруженности этих машин, позволил сделать вывод, что в качестве метода исследований динамической нагруженности в большинстве работ принято математическое моделирование с использованием двух- и трехмассовых расчетных схем. При этом не в полной мере учтены динамические свойства звеньев стрелы манипулятора. Лесосечные машины схожи с кранами-манипуляторами, однако их работа сопряжена с более значительными динамическими нагрузками [21].

При анализе нагруженности крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов пригодны методы исследования кинематики и динамики промышленных роботов [18; 65; 167; 177; 178]. В этих работах используются матричные методы расчета. В динамических моделях звенья манипуляторов представлены как жесткие [8; 167; 177] или деформируемые тела [65; 178]. Однако существующие модели предполагают, что манипулятор установлен на абсолютно жестком горизонтальном основании. Однако реальные условия эксплуатации машин для сварки трубопроводов требуют учета податливости базового шасси, профиля и уклонов опорной поверхности.

Для анализа динамических нагрузок при передвижении грузоподъемных машин разработаны различные подходы [67; 93; 105, 121; 149]. Однако обычно динамическая нагруженность учитывается с помощью коэффициента толчков [50; 67; 144].

Большая группа грузоподъемных машин не передвигается с грузом. Автомобильным кранам категорически запрещено передвигаться с подвешенным грузом [118; 129] из-за высокой вероятности опрокидывания. Все манипуляции с грузом осуществляются за счет поворота основания крана, изменения вылета стрелы и изменения отвеса грузового каната. Краны-манипуляторы, установленные на автомобилях и лесовозах, также работают только на дополнительных опорах и не перемещаются вместе с грузом [33; 130; 155]. В силу этого динамические модели передвижения таких кранов с грузом отсутствуют.

Башенные и мостовые краны передвигаются по рельсовым путям, к техническому состоянию которых предъявляются жесткие требования [134]. Кроме этого, при перемещении наблюдаются периодические интенсивные ударные воздействия, вызванные проходом крана через рельсовые стыки [152, 93]. Поэтому динамические модели их

передвижения не подходят для исследования кранов-манипуляторов машин для сварки трубопроводов, базирующихся на гусеничных шасси, передвигающихся по грунтовым и асфальтобетонным дорогам.

Общим вопросам моделирования динамики гусеничного привода посвящены работы [35; 123]. Разработаны методы анализа динамики различных машин на гусеничном ходу, в первую очередь, тракторов [11; 29; 105; 149; 155]. Однако данные модели не учитывают сложную пространственную конфигурацию конструкций стреловых кранов. Поэтому они могут быть использованы только для ориентировочных расчетов.

В настоящее время широко используются стреловые грузоподъемные краны на гусеничном ходу [7]. Как правило, такие грузоподъемные машины применяются на монтажных работах и имеют сравнительно низкую скорость передвижения (0,1...0,2 м/с). Известны динамические модели передвижения стреловых кранов на гусеничном ходу [169].

Влияние опорной поверхности, по которой передвигается кран, учитывается с помощью различных статистических моделей, позволяющих получить реализации эквивалентной геометрической неровности во времени [149; 152]. Исследование динамики колесных, гусеничных и дорожных машин с учетом деформаций опорного основания (грунта) описано в [105]. При исследовании реологии основания учитывается его ползучесть и режим работы машины. В полной мере исследования проведены только для колесных агрегатов.

Другой подход к теоретическому описанию нагруженности базируется на теории случайных процессов. В качестве математической модели случайных процессов нагружения используется модель гауссовского (нормального) процесса. Параметры распределения амплитуд напряжений определяются из выражений для спектральной плотности или корреляционной функции процесса. На основе данной модели иногда удается построить другие модели процесса нагружения, более подходящие для исследования конкретных режимов работы крана-манипулятора. На основе методов статистической динамики были разработаны различные модели механических систем, в том числе, динамические модели грузоподъемных кранов [14; 47; 107]. Следует отметить, что методы теории случайных процессов могут применяться только при наличии большого объема экспериментальных данных, касающихся не только факторов нагруженности, но и

отклика системы на внешние воздействия. Таким образом, требуется проведение экспериментальных исследований, о существенных недостатках которых было сказано выше.

Для оценки нагруженности при современном уровне развития вычислительной техники повсеместно применяется численное моделирование. Речь идет не только о простом использовании электронно-вычислительных машин в качестве счетных устройств, но и о специфических методах моделирования нагруженности. В последние годы развиваются методы численного моделирования динамики механических систем [29; 149; 155]. Реальный объект заменяется расчетной схемой, состоящей из множества абсолютно твердых тел, соединенных между собой шарнирами и силовыми (упругими и диссипативными) звеньями. В результате численного моделирования строятся кинематические (траектории движения и скорости) и силовые (активные силы и силы реакции опор) характеристики системы.

Для анализа прочности, жесткости и устойчивости металлоконструкций кранов широко применяется метод конечных элементов [19; 39; 40; 104; 122; 144]. Этот метод реализован в виде мощных промышленных программных комплексов [47; 107; 157] и используется при проектировании стреловых кранов [15; 16; 117; 122; 144] и кранов-манипуляторов [66; 71].

С помощью метода конечных элементов исследуется динамика сложных механических систем [39; 62; 122; 131; 157; 166; 175; 179]. Наиболее простой способ – решение динамической задачи в квазистатической постановке. В этом случае полученные экспериментально или с помощью динамических моделей реализации факторов нагруженности дискретизируются 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 [39; 122; 157]. Однако при проектировании грузоподъемных машин большой интерес представляют данные о динамических процессах изменения напряжений и деформаций несущей металлоконструкции.

Для исследования этих процессов разработаны специальные варианты метода конечных элементов [62; 166; 175; 179]. 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. Второй метод подразумевает 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.

Метод конечных элементов может быть использован для оптимизации конфигурации деталей машин и элементов конструкций [27; 32; 113; 114; 124]. На первом этапе строится исходная конечноэлементная модель исследуемого объекта. После численного анализа напряженно-деформированного состояния 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.

Большинство программных пакетов, реализующих указанные численные методы, имеют универсальный характер. Они рассчитаны на решение большого круга различных инженерных задач и имеют большой набор универсальных инструментов. Эти инструменты часто не позволяют учесть индивидуальные особенности конструкции и

условий эксплуатации исследуемого объекта. Кроме этого, универсальные пакеты непригодны для проведения серий расчетов при наличии большого количества вариантов исследуемого объекта. В связи с этим требуется разработка специализированных программ (или программных модулей к универсальным пакетам), предназначенных для исследования конкретных инженерных объектов (например, кранов-манипуляторов), позволяющих автоматизировать процесс анализа различных вариантов.

Краны-манипуляторы в силу своей конструкции обладают сложной кинематикой и динамикой. В процессе работы конфигурация стрелы изменяется в широких пределах. Следовательно, в отличие от кранов мостового типа, невозможно определить наиболее опасное положение стрелы, при котором в отдельных элементах конструкции возникнут предельные напряжения или деформации. Поэтому для определения наихудшего варианта проводятся серии расчетов крана-манипулятора. Этот процесс целесообразно совместить с поиском оптимальной конструкции [144].

Решение оптимизационной задачи предполагает выполнение следующих действий: определение границ системы оптимизации; выбор управляемых и неуправляемых переменных, описывающих параметры проектируемого объекта; определение ограничений на управляемые переменные; выбор числового критерия оптимизации и создание на его основе целевой функции; поиск экстремума целевой функции одним из численных методов [4; 9; 28; 30; 48; 54; 63; 103; 104].

Численные методы решения оптимизационных задач делятся на 4 группы.

1. Прямые методы, требующие значений целевой функции в точках приближения (метод Гаусса, метод конфигураций, симплексный метод, метод деформируемого многогранника, метод Хука-Дживса, метод вращения координат).

2. Методы первого порядка, требующие значений функции и ее первой производной в точках приближения (метод наискорейшего спуска, метод покоординатного спуска, метод сопряженных градиентов).

3. Методы второго порядка, требующие значений функции, ее первой и второй производных в точках приближения (метод Ньютона, метод Ньютона-Рафсона, метод эллипсоидов, метод потенциалов).

4. Стохастические методы (метод Монте-Карло, генетические алгоритмы, эволюционные алгоритмы).

Для эффективного применения методов решения задач оптимального проектирования на компьютерах разработаны алгебраические языки моделирования, представителями которых являются AMPL и LINGO [104].

К настоящему времени разработаны и используются на практике многочисленные методы оптимального проектирования механизмов и несущих металлоконструкций грузоподъемных машин [10; 51; 68; 69; 97; 98; 153; 154], в том числе стреловых кранов [13; 112; 141; 147].

В работах [68; 69] разработаны методики оптимального проектирования вала барабана механизма подъема груза мостового крана. Минимизируется масса конструкции при условии сохранения требуемых прочностных и жесткостных характеристик. Для решения задачи используется прямой метод, построенный на основе алгоритма Хука-Дживса, модифицированного для условной оптимизации.

В работах [153; 154] приведены результаты решения многокритериальной задачи оптимального проектирования приводов механизмов кранов пролетного типа, основанного на принципе Парето. Разработаны векторные критерии качества решения, учитывающие стоимости отдельных элементов проектируемой конструкции. Для синтеза конструктивных схем используется графический метод.

Перечисленные методики [68; 69; 153; 154] разработаны для проектирования механизмов грузоподъемных машин и не могут быть напрямую использованы для поиска оптимальных вариантов металлоконструкции крана-манипулятора.

В работах [97; 98] показана возможность перехода от поиска минимума целевой функции многих переменных к последовательному поиску минимумов функций меньшего количества переменных. Данный подход применен в проектировании оптимальных по весу конструкций башенных кранов. Следует отметить, что современные методы решения оптимизационных задач позволяют с высокой точностью находить экстремумы функций многих переменных, а указанный подход только усложняет алгоритм поиска.

В работах [10; 51] представлены методики оптимального проектирования козловых кранов. В ходе оптимизации минимизируется масса конструкции. Применение градиентных методов оптимального проектирования козловых кранов показано в [10]. При этом обеспечивается прочность, жесткость и местная устойчивость конструкции. Для оценки прочности применен метод граничных элементов, не по-

звонящий исследовать объекты сложной конфигурации. Кроме того, сама конструкция представляется в виде ансамбля стержневых элементов, что снижает точность решения. В работе [51] решение задачи выполняется методом Хука-Дживса.

В работе [21] рассмотрены вопросы оптимального проектирования гидроманипуляторов лесных машин. В качестве критерия оптимальности в основном используется масса конструкции. Несмотря на меньшую стоимость, более легкие конструкции не всегда технологичны. Например, снижая толщину элементов стрелы, мы уменьшаем коррозионную стойкость конструкции, ухудшаем условия свариваемости элементов. В связи с этим требуется разработка других критериев оптимальности, позволяющих повысить эффективность использования грузоподъемных машин.

В работе [116] представлена методика оптимального проектирования стрелоподъемного гидромеханизма экскаватора, по конструкции схожего с краном-манипулятором машины для сварки трубопроводов. В качестве целевой функции используется усилие на штоке гидроцилиндра, зависящее от геометрических параметров стрелы и условий работы гидропривода. Данный подход является перспективным, однако он не применялся для кранов-манипуляторов.

ГЛАВА 2.

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА ПРИ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ПЕРЕМЕЩЕНИИ ГРУЗА

Опыт эксплуатации транспортно-технологических машин показывает, что их краны-манипуляторы, как правило, производят перемещение груза в пределах рабочей зоны путем последовательного выполнения отдельных движений. В большинстве случаев совместное движение двух звеньев характеризуется их малым перекрытием во времени, причем скорости звеньев невелики и быстро достигают установившихся значений из-за ограничивающего воздействия на кинематику крана конечной производительности (подачи рабочей жидкости) приводного насосного агрегата машины. Поэтому представленные в п.п. 2.4-2.6 динамические модели крана-манипулятора разработаны отдельно применительно к каждому поворотному движению звеньев [74]. Основанный на их использовании динамический анализ крана также проводится отдельно для каждого движения.

Для проведения динамического анализа крана-манипулятора в условиях возможного одновременного выполнения движения двумя звеньями, в п. 2.7 представлена модель совместного поворотного движения звеньев при перемещении груза в произвольной вертикальной плоскости.

Динамические модели и методики динамического анализа реализованы в вычислительном программном комплексе «Динамика крана-гидроманипулятора» [84], с помощью которого проведены представленные ниже результаты численных расчетов.

2.1. Кинематическая схема крана-манипулятора

Кинематическая схема трехзвенного гидравлического крана-манипулятора транспортно-технологической машины для сварки магистральных трубопроводов приведена на рис. 21 [74].

Она имеет семь степеней свободы (обобщенных координат) q_i :

- углы ориентации звеньев крана-манипулятора (рукояти q_1 , стрелы q_2 , поворотной колонны q_3);
- перемещение базового шасси в горизонтальном q_4 и вертикальном q_5 направлениях;
- углы наклона поворотной колонны относительно вертикальной оси в продольной q_6 и поперечной q_7 плоскостях.

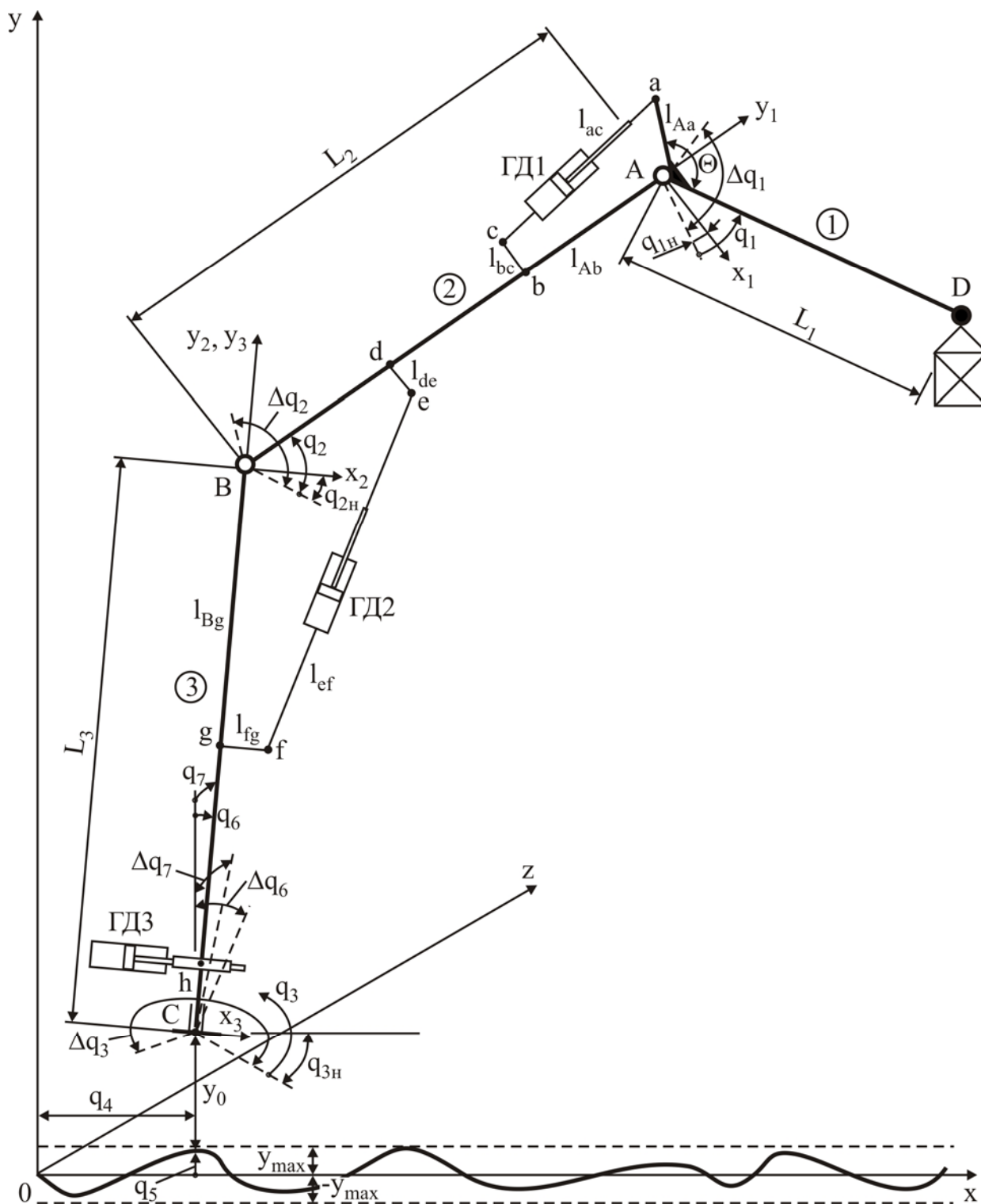


Рис. 21. Кинематическая схема трехзвенного крана-манипулятора:
 1 - рукоять, 2 - стрела, 3 - поворотная колонна

Для выбора точек отсчета и направления роста положительных значений обобщенных координат ($q_i = 0$) далее используются следующие соглашения:

- отсчет координат ориентации рукояти q_1 и стрелы q_2 выполняется от нормали к продольной оси их сопряженных звеньев, т.е. стре-

лы и поворотной колонны соответственно, при опущенном положении в направлении подъема точки подвеса груза D ;

- отсчет координаты ориентации поворотной колонны q_3 выполняется от продольной оси машины против часовой стрелки (взгляд сверху);

- отсчет перемещения базового шасси в горизонтальном направлении q_4 выполняется от места расположения предыдущего стыка трубопровода в сторону последующего стыка;

- отсчет перемещения базового шасси в вертикальном направлении q_5 выполняется от средней линии стохастического профиля грунтовой поверхности;

- отсчет угла наклона поворотной колонны относительно вертикальной оси в продольной q_6 плоскости выполняется от нормали к земной поверхности в направлении движения машины;

- отсчет угла наклона поворотной колонны относительно вертикальной оси в поперечной q_7 плоскости выполняется от нормали к земной поверхности в направлении уклона продольной оси колонны вправо по ходу движения машины.

Диапазоны возможных величин, в пределах которых могут находиться значения обобщенных координат при работе транспортно-технологической машины, устанавливаются соотношениями:

$$q_{in} \leq q_i \leq q_{in} + \Delta q_i, \quad i = 1, 2, 3;$$

$$0 \leq q_4 \leq L_{mp};$$

$$-y_{\max} \leq q_5 \leq y_{\max};$$

$$-\Delta q_{jn} \leq q_j \leq \Delta q_{jn}, \quad j = 6, 7,$$

где q_{in} – начальное значение обобщенной координаты q_i ; Δq_i – максимальный конструктивно допустимый угол поворота (угловой ход) i -го звена; L_{mp} – расстояние между соседними свариваемыми стыками трубопровода; y_{\max} – максимальная высота отклонения профиля стохастически неровной грунтовой поверхности от средней линии; $\Delta q_{6н}$, $\Delta q_{7н}$ – максимально допустимые наклоны поворотной колонны крана-манипулятора от вертикального расположения в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно.

В системе координат $x y z$, сопряженной с земной поверхностью, координаты характерных точек кинематической схемы крана-манипу-

лятора в процессе его работы будут выражаться следующими геометрическими соотношениями:

- точки подвеса груза D

$$x_D = q_4 + L_3 \sin q_6 \cos q_7 + [L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H})] \cos(q_3 + q_{3H});$$

$$y_D = y_0 + q_5 + [L_3 \cos q_6 + L_2 \sin(q_2 - q_6 + q_{2H}) - L_1 \cos(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H})] \times \\ \times \cos q_7 - [L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H})] \times \\ \times [\sin q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + \sin q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

$$z_D = [L_3 \cos q_6 + L_2 \sin(q_2 - q_6 + q_{2H}) - L_1 \cos(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H})] \sin q_7 + \\ + [L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H})] \sin(q_3 + q_{3H}),$$

- шарнира A

$$x_A = q_4 + L_3 \sin q_6 \cos q_7 + L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) \cos(q_3 + q_{3H});$$

$$y_A = y_0 + q_5 + [L_3 \cos q_6 + L_2 \sin(q_2 - q_6 + q_{2H})] \cos q_7 - \\ - L_2 [\sin q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + \sin q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(q_2 - q_6 + q_{2H});$$

$$z_A = [L_3 \cos q_6 + L_2 \sin(q_2 - q_6 + q_{2H})] \sin q_7 + L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) \sin(q_3 + q_{3H}),$$

- шарнира B

$$x_B = q_4 + L_3 \sin q_6 \cos q_7; \quad y_B = y_0 + q_5 + L_3 \cos q_6 \cos q_7;$$

$$z_B = L_3 \cos q_6 \sin q_7,$$

- шарнира C

$$x_C = q_4; \quad y_C = y_0 + q_5; \quad z_C = 0.$$

2.2. Связь кинематических параметров движения выходных звеньев силовых гидроцилиндров и звеньев крана-манипулятора

В качестве исполнительных элементов механизмов движения отдельных звеньев крана-манипулятора используются силовые гидроцилиндры с возвратно-поступательными перемещениями выходных звеньев-штоков, которые преобразуются в возвратно-поворотные перемещения звеньев крановой установки.

2.2.1. Зависимости связи кинематических параметров движения штока гидроцилиндра ГЦ1 и рычага

Расчетная схема для определения кинематических параметров движения рукояти представлена на рис. 22.

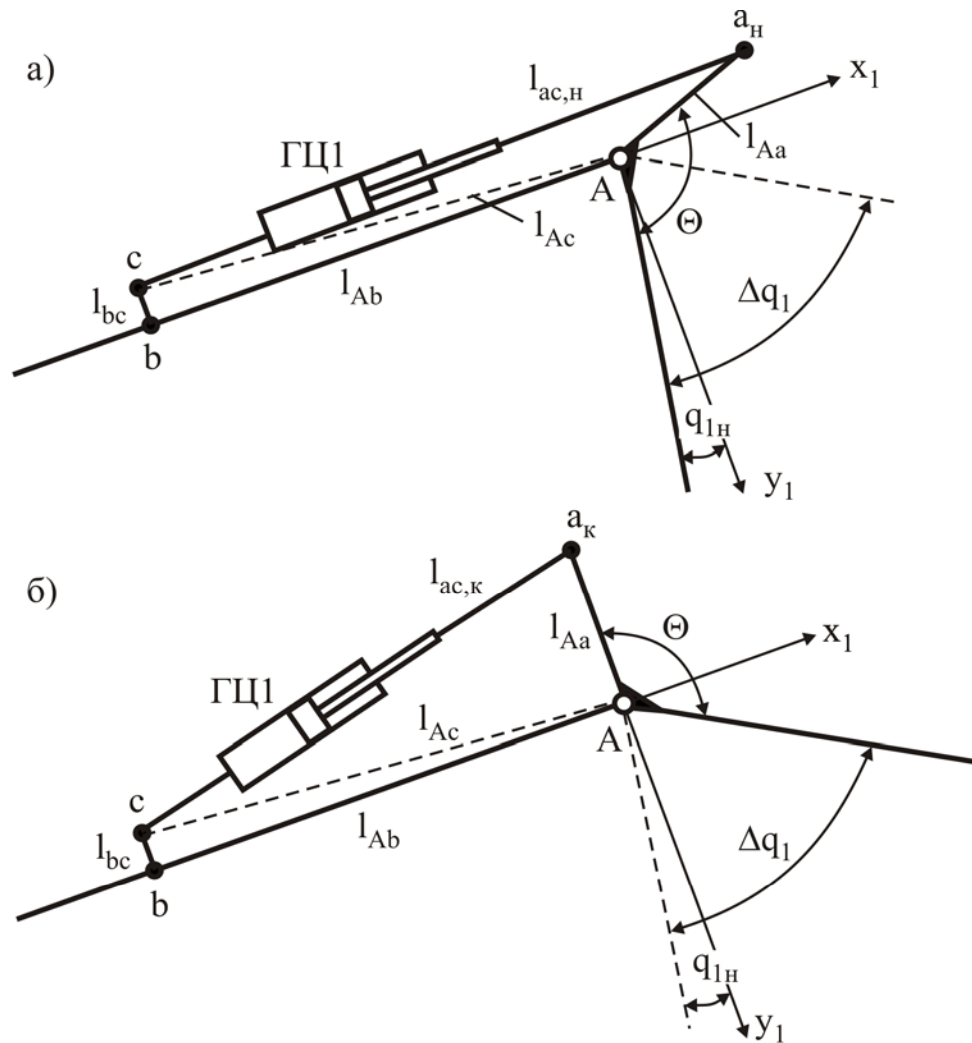


Рис. 22. Расчетная схема для определения кинематических параметров движения рукоятки: а - начальное положение рукоятки; б - конечное положение рукоятки

Зависимость $x_1 = f(q_1)$, выражающая связь между смещением штока гидроцилиндра ГЦ1 x_1 и углом поворота рукоятки q_1 , имеет вид:

$$x_1(q_1) = l_{ac,n} - l_{ac}(q_1) = \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))} - \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))},$$

где $l_{ac,n}$ – расстояние l_{ac} при начальном ($q_1 = 0$) положении рукоятки.

Ход штока гидроцилиндра ГЦ1 $\Delta x_1(\varphi_1 \leq q_1 \leq \varphi_2)$ связан с углом поворота рукоятки в интервале значений угловой координаты $\varphi_1 \leq q_1 \leq \varphi_2$ соотношением

$$\begin{aligned} \Delta x_1(\varphi_1 \leq q_1 \leq \varphi_2) &= l_{ac}(\varphi_1) - l_{ac}(\varphi_2) = \\ &= \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(\varphi_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))} - \\ &- \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(\varphi_2 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}. \end{aligned}$$

Наибольший возможный ход штока гидроцилиндра ГЦ1 $\Delta x_{1\max}$ связан с наибольшим возможным углом поворота рукояти Δq_1 соотношением

$$\begin{aligned} \Delta x_{1\max} &= l_{ac,n} - l_{ac,k} = \\ &= \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))} - \\ &- \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_{1n} + \Delta q_1 + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}, \end{aligned}$$

где $l_{ac,k}$ – расстояние l_{ac} при конечном ($q_1 = \Delta q_1$) положении рукояти.

Зависимость $\dot{x}_1 = f(\dot{q}_1)$, выражающая связь между линейной скоростью движения штока гидроцилиндра ГЦ1 \dot{x}_1 и угловой скоростью поворота рукояти \dot{q}_1 , имеет вид:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(q_1, \dot{q}_1) &= \frac{dx_1(q_1)}{d\tau} = \\ &= - \frac{l_{Aa}l_{Ac} \cos(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}} \dot{q}_1. \end{aligned}$$

Зависимость $\ddot{x}_1 = f(\ddot{q}_1)$, выражающая связь между линейным ускорением движения штока гидроцилиндра ГЦ1 \ddot{x}_1 и угловым ускорением поворота рукояти \ddot{q}_1 , имеет вид:

$$\ddot{x}_1(q_1, \dot{q}_1, \ddot{q}_1) = I_{2,1}(\dot{q}_1)^2 - I_{1,1}\ddot{q}_1,$$

где $I_{1,1}$, $I_{2,1}$ – коэффициенты, выражающиеся соотношениями:

$$I_{1,1} = \frac{l_{Aa}l_{Ac} \cos(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}};$$

$$I_{2,1} = \frac{l_{Aa}l_{Ac}}{\left(\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}\right)^3} \times$$

$$\times \left[\left(\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}\right)^2 \times$$

$$\times \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab})) - l_{Aa}l_{Ac} \cos^2(q_1 + q_{1n} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))\right].$$

2.2.2. Зависимости связи кинематических параметров движения штока гидроцилиндра ГЦ2 и стрелы

Расчетная схема для определения кинематических параметров движения стрелы представлена на рис. 23.

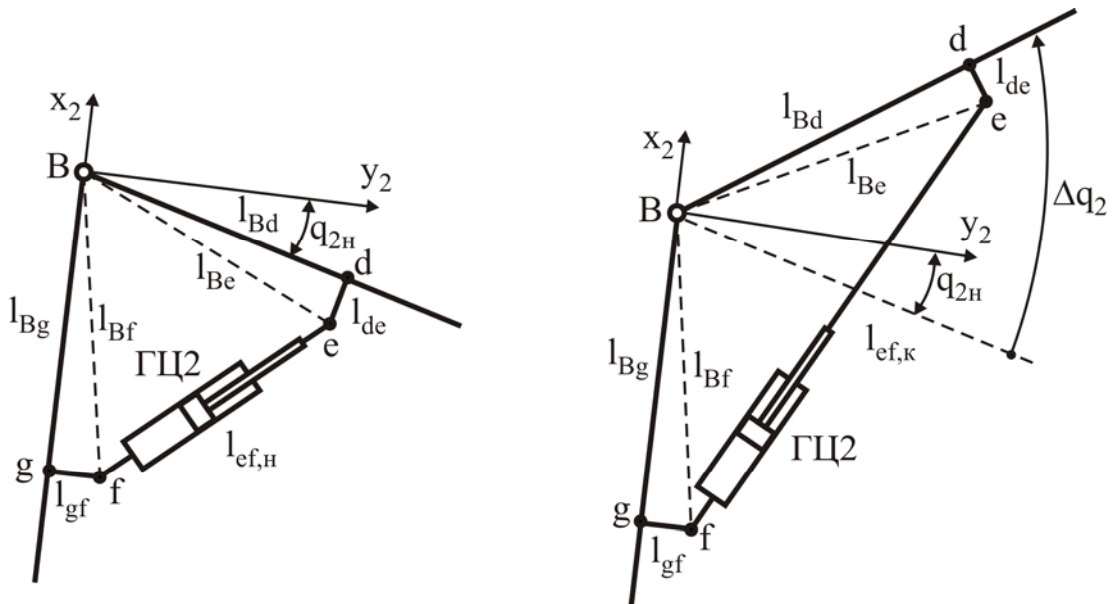


Рис. 23. Расчетная схема для определения кинематических параметров движения стрелы: а - начальное положение стрелы; б - конечное положение стрелы

Зависимость $x_2 = f(q_2)$, выражающая связь между смещением штока гидроцилиндра ГЦ2 x_2 и углом поворота стрелы q_2 , имеет вид:

$$x_2 = l_{ef}(q_2) - l_{ef,n} =$$

$$= \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_2 + q_{2н} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))} - \\ - \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_{2н} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))},$$

где $l_{ef,n}$ – расстояние l_{ef} при начальном ($q_2 = 0$) положении стрелы.

Ход штока гидроцилиндра ГЦ2 $\Delta x_2(\varphi_1 \leq q_2 \leq \varphi_2)$ связан с углом поворота стрелы в интервале значений угловой координаты $\varphi_1 \leq q_2 \leq \varphi_2$ соотношением

$$\Delta x_2(\varphi_1 \leq q_2 \leq \varphi_2) = l_{ef}(\varphi_1) - l_{ef}(\varphi_2) =$$

$$= \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(\varphi_1 + q_{2н} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))} - \\ - \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(\varphi_2 + q_{2н} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))}.$$

Наибольший возможный ход штока гидроцилиндра ГЦ2 Δx_{2max} связан с наибольшим возможным углом поворота стрелы Δq_2 соотношением

$$\Delta x_{2max} = l_{ef,n} - l_{ef,k} =$$

$$= \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_{2н} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))} - \\ - \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_{2н} + \Delta q_2 - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))},$$

где $l_{ef,k}$ – расстояние l_{ef} при конечном ($q_2 = \Delta q_2$) положении стрелы.

Зависимость $\dot{x}_2 = f(\dot{q}_2)$, выражающая связь между линейной скоростью движения штока гидроцилиндра ГЦ2 \dot{x}_2 и угловой скоростью поворота стрелы \dot{q}_2 , имеет вид:

$$\dot{x}_2(q_2, \dot{q}_2) = \frac{dx_2(q_2)}{d\tau} = \frac{l_{Be}l_{Bf} \cos(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))}{\sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))}} \cdot \dot{q}_2.$$

Зависимость $\ddot{x}_2 = f(\ddot{q}_2)$, выражающая связь между линейным ускорением движения штока гидроцилиндра ГЦ2 \ddot{x}_2 и угловым ускорением поворота стрелы \ddot{q}_2 , имеет вид:

$$\ddot{x}_2(q_2, \dot{q}_2, \ddot{q}_2) = I_{2,2}(\dot{q}_2)^2 + I_{1,2}\ddot{q}_2,$$

где $I_{1,2}$, $I_{2,2}$ – коэффициенты, выражающиеся соотношениями:

$$I_{1,2} = \frac{l_{Be}l_{Bf} \cos(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))}{\sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))}};$$

$$I_{2,2} = \frac{l_{Be}l_{Bf}}{\left(\sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))}\right)^3} \times \\ \times \left[l_{Be}l_{Bf} \cos(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg})) - \right. \\ \left. - \left(\sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))}\right)^2 \times \right. \\ \left. \times \sin(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg})) \right].$$

2.2.3. Зависимости связи кинематических параметров движения штока гидроцилиндра ГЦ3 и поворотной колонны

Зависимость $x_3 = f(q_3)$, выражающая связь между смещением штока гидроцилиндра ГЦ3 x_3 и углом поворота колонны q_3 , имеет вид:

$$x_3 = h_{Г3}q_3,$$

где $h_{Г3}$ – плечо действия гидроцилиндра ГЦ3.

Ход штока гидроцилиндра ГЦ3 $\Delta x_3(\varphi_1 \leq q_3 \leq \varphi_2)$ связан с углом поворота колонны в интервале значений угловой координаты $\varphi_1 \leq q_3 \leq \varphi_2$ соотношением

$$\Delta x_3(\varphi_1 \leq q_3 \leq \varphi_2) = h_{Г3}(\varphi_2 - \varphi_1).$$

Наибольший возможный ход штока гидроцилиндра ГЦЗ $\Delta x_{3\max}$ связан с наибольшим возможным углом поворота колонны Δq_3 соотношением

$$\Delta x_{3\max} = h_{Г3} \Delta q_3.$$

Зависимость $\dot{x}_3 = f(\dot{q}_3)$, выражающая связь между линейной скоростью движения штока гидроцилиндра ГЦЗ \dot{x}_3 и угловой скоростью поворота колонны \dot{q}_3 , имеет вид:

$$\dot{x}_3(q_3, \dot{q}_3) = \frac{dx_3(q_3)}{d\tau} = h_{Г3} \dot{q}_3.$$

Зависимость $\ddot{x}_3 = f(\ddot{q}_3)$, выражающая связь между линейным ускорением движения штока гидроцилиндра ГЦЗ \ddot{x}_3 и угловым ускорением поворота колонны \ddot{q}_3 , имеет вид:

$$\ddot{x}_3(q_3, \dot{q}_3, \ddot{q}_3) = \frac{d}{d\tau}(\dot{x}_3) = h_{Г3} \ddot{q}_3.$$

2.3. Моменты инерции элементов конструкции крана-манипулятора

Ниже приведены зависимости для расчета моментов инерции характерных конструктивных элементов крановой установки и транспортируемого груза при угловом перемещении отдельных звеньев крана-манипулятора.

2.3.1. Моменты инерции элементов конструкции крана-манипулятора при поворотном движении рукояти

Перемещаемый груз. Приблизительно рассматривается как сосредоточенный элемент, масса которого приложена в его центре тяжести. Расчетная схема для определения момента инерции груза при поворотном движении рукояти представлена на рис. 24. Момент инерции груза составляет

$$J_G = \frac{G}{g} r_{umG}^2, \quad (1)$$

где r_{umG} – расстояние от центра тяжести груза до оси поворота рукояти (шарнира A):

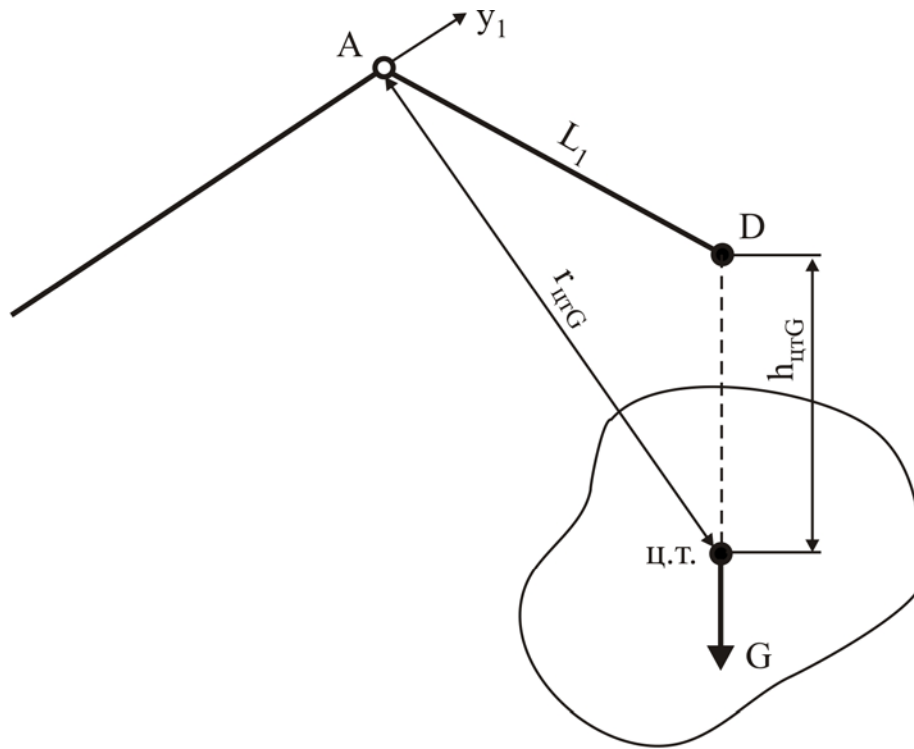


Рис. 24. Расчетная схема для определения момента инерции перемещаемого груза при движении рукояти

$$r_{цтГ}^2 = (x_{цтГ} - x_A)^2 + (y_{цтГ} - y_A)^2 + (z_{цтГ} - z_A)^2,$$

причем

$$x_{цтГ} = x_D; \quad y_{цтГ} = y_D - h_{цтГ}; \quad z_{цтГ} = z_D.$$

Выражая глобальные координаты точки подвеса x_D , y_D , z_D через обобщенные координаты крана-манипулятора q_i , получим:

$$\begin{aligned} r_{цтГ}^2 = & L_1^2 \left\{ \sin^2(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1н} + q_{2н}) \cos^2(q_3 + q_{3н}) + \right. \\ & + \left\{ \cos(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1н} + q_{2н}) \cos q_7 + \sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1н} + q_{2н}) \times \right. \\ & \times \left. \left[\sin q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) + \sin q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) \right] + h_{цтГ} / L_1 \right\}^2 + \\ & \left. + \left[\sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1н} + q_{2н}) \sin(q_3 + q_{3н}) - \cos(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1н} + q_{2н}) \sin q_7 \right]^2 \right\}. \end{aligned}$$

Грузозахватное устройство. Приблизительно рассматривается как сосредоточенная масса весом G_{zy} , расположенная на расстоянии L_1 от оси вращения A :

$$J_{zy} = \frac{G_{zy}}{g} L_1^2.$$

Диафрагма рукояти. Приблизительно рассматривается как сосредоточенная масса, расположенная на расстоянии $\xi_{\delta li}$ от оси вращения A :

$$J_{\delta li} = \rho H_{\delta li} B_{\delta li} \delta_{\delta li} \xi_{\delta li}^2,$$

где $H_{\partial li}$, $B_{\partial li}$, $\delta_{\partial li}$ - высота, ширина и толщина i -й диафрагмы соответственно; ρ - плотность материала диафрагмы.

Металлоконструкция рукояти. Рассматривается как стержневой элемент, имеющий переменную по длине площадь поперечного сечения $A(\xi)$ и состоящий из двух участков $0 \leq \xi \leq \xi_n$ и $\xi_n \leq \xi \leq L$ (рис. 25):

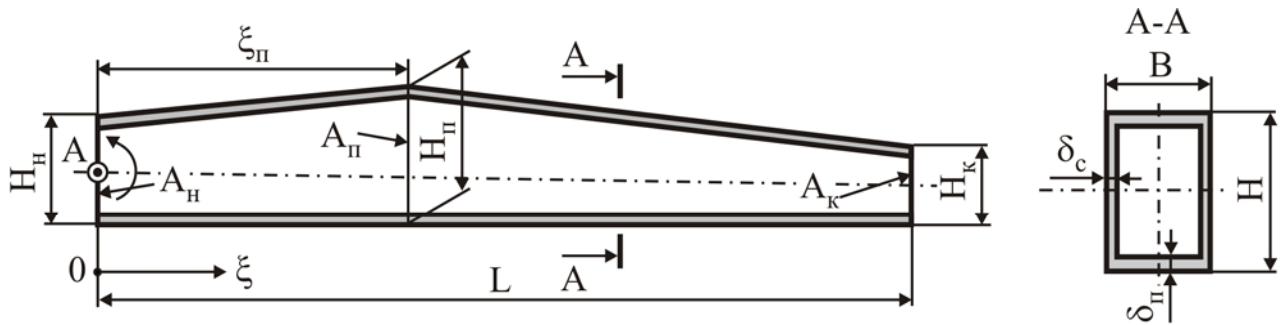


Рис. 25. Расчетная схема для определения момента инерции металлоконструкции рукояти при ее поворотном движении

$$J_p = \rho \left\{ \int_0^{\xi_n} \left(A_n + \frac{A_n - A_n}{\xi_n} \xi \right) \xi^2 d\xi + \int_{\xi_n}^L \left[A_n + \frac{A_k - A_n}{L - \xi_n} (\xi - \xi_n) \right] \xi^2 d\xi \right\}, \quad (2)$$

где A_n , A_k , A_n - площадь поперечного сечения рукояти в сечениях - начальном, конечном и перегиба; L - длина рукояти; ξ_n - координата сечения перегиба; ρ - плотность материала рукояти.

Металлоконструкция раскоса. Момент инерции раскоса J_{pc} определяется по зависимости (2) при условии $L = l_{Aa}$.

Рукоять в целом. Момент инерции рукояти в целом относительно оси вращения A складывается из моментов инерции грузозахватного устройства J_{zy} , груза J_G , из $i_{\partial l}$ диафрагм рукояти $J_{\partial li}$, металлоконструкции рукояти J_p и раскоса J_{pc} :

$$J_{1A} = J_{zy} + J_p + J_{pc} + J_G + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial l}} J_{\partial li}.$$

2.3.2. Моменты инерции элементов конструкции крана-манипулятора при поворотном движении стрелы

Перемещаемый груз. Приблизительно рассматривается как сосредоточенный элемент, масса которого приложена в его центре тяжести. Расчетная схема для определения момента инерции груза при по-

воротном движении рукояти представлена на рис. 26. Момент инерции груза выражается зависимостью (1), в которой расстояние $r_{цмG}$ представляет собой расстояние от центра тяжести груза до оси поворота стрелы (шарнира B) и составляет:

$$r_{цмG}^2 = (x_{цмG} - x_B)^2 + (y_{цмG} - y_B)^2 + (z_{цмG} - z_B)^2.$$

Выражая глобальные координаты точки подвеса x_D, y_D, z_D через обобщенные координаты крана-манипулятора q_i , получим:

$$r_{цмG}^2 = (x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B - h_{цмG})^2 + (z_D - z_B)^2.$$

Грузозахватное устройство. Приблизительно рассматривается как сосредоточенная масса, расположенная на расстоянии r_G от оси вращения – шарнира B . Момент инерции выражается зависимостью

$$J_{zy} = \frac{G_{zy}}{g} r_G^2 = \frac{G_{zy}}{g} [L_1^2 + L_2^2 + 2L_1L_2 \sin(q_1 + q_{1н})].$$

Гидроцилиндр ГЦ1. Приблизительно рассматривается как сосредоточенная масса весом $G_{зц1}$, расположенная в середине отрезка l_{ac} . Момент инерции выражается зависимостью

$$J_{зц1} = \frac{G_{зц1}}{g} r_{зц1}^2,$$

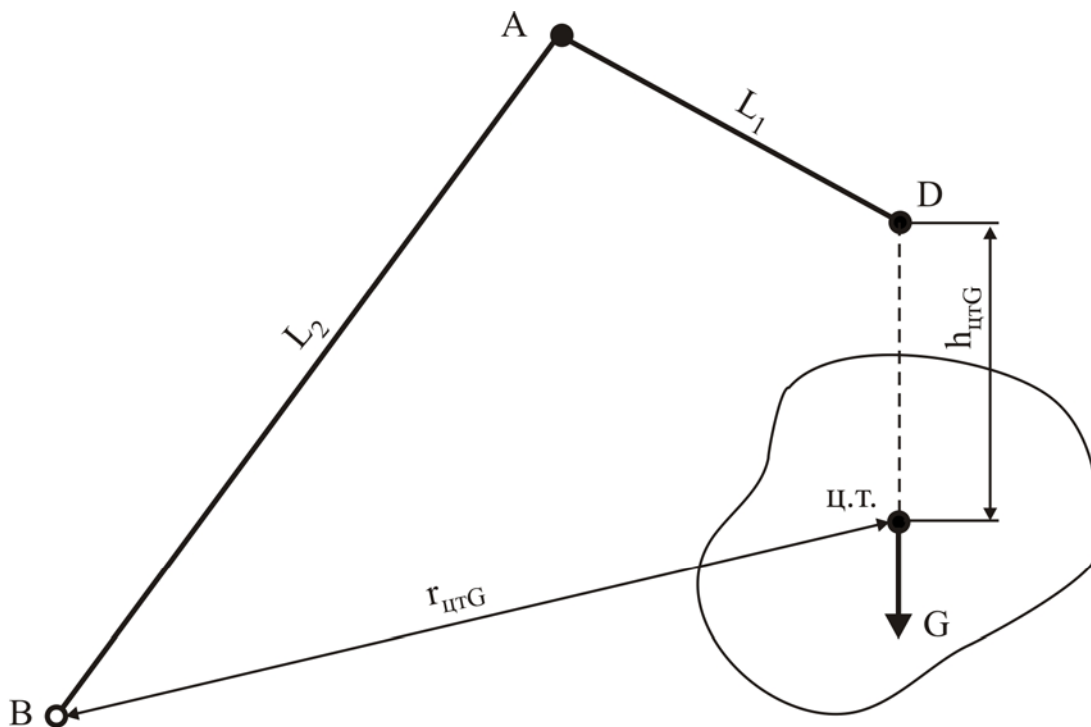


Рис. 26. Расчетная схема для определения момента инерции перемещаемого груза при повороте стрелы

где r_{zu1} – расстояние от центра тяжести гидроцилиндра ГЦ1 до оси вращения (шарнира B), составляющее

$$r_{zu1} \approx l_{aB} - 0,5l_{ac} = \sqrt{l_{Aa}^2 + L_2^2 + 2l_{Aa}L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)} - 0,5\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg(l_{bc} / l_{Ab}))}.$$

Диафрагма рукояти. Приблизительно рассматривается как сосредоточенная масса, расположенная на расстоянии $r_{\partial 1i}$ от оси вращения (шарнира B). Момент инерции выражается зависимостью

$$J_{\partial 1i} = \rho H_{\partial 1i} B_{\partial 1i} \delta_{\partial 1i} r_{\partial 1i}^2 = \rho H_{\partial 1i} B_{\partial 1i} \delta_{\partial 1i} [L_2^2 + \xi_{\partial 1i}^2 + 2L_2 \xi_{\partial 1i} \sin(q_1 + q_{1H})].$$

Диафрагма стрелы. Приблизительно рассматривается как сосредоточенная масса, расположенная на расстоянии $\xi_{\partial 2i}$ от оси вращения (шарнира B). Момент инерции выражается зависимостью

$$J_{\partial 2i} = \rho H_{\partial 2i} B_{\partial 2i} \delta_{\partial 2i} \xi_{\partial 2i}^2.$$

Металлоконструкция рукояти. Рассматривается как стержневой элемент, имеющий переменную по длине площадь поперечного сечения $A(\xi)$ и состоящий из двух участков $0 \leq \xi_1 \leq \xi_n$ и $\xi_n \leq \xi_1 \leq L_1$ (рис. 27):

$$J_p = \rho \left\{ \int_0^{\xi_n} \left(A_n + \frac{A_n - A_n}{\xi_n} \right) r^2 d\xi_1 + \int_{\xi_n}^{L_1} \left[A_n - \frac{A_k - A_n}{L - \xi_n} (\xi_1 - \xi_n) \right] r^2 d\xi_1 \right\}, \quad (3)$$

где r - расстояние от центра поперечного сечения рукояти с продольной координатой ξ_1 до ее оси вращения (шарнира B):

$$r = \xi_1^2 + L_2^2 + 2\xi_1 L_2 \sin(q_1 + q_{1H}).$$

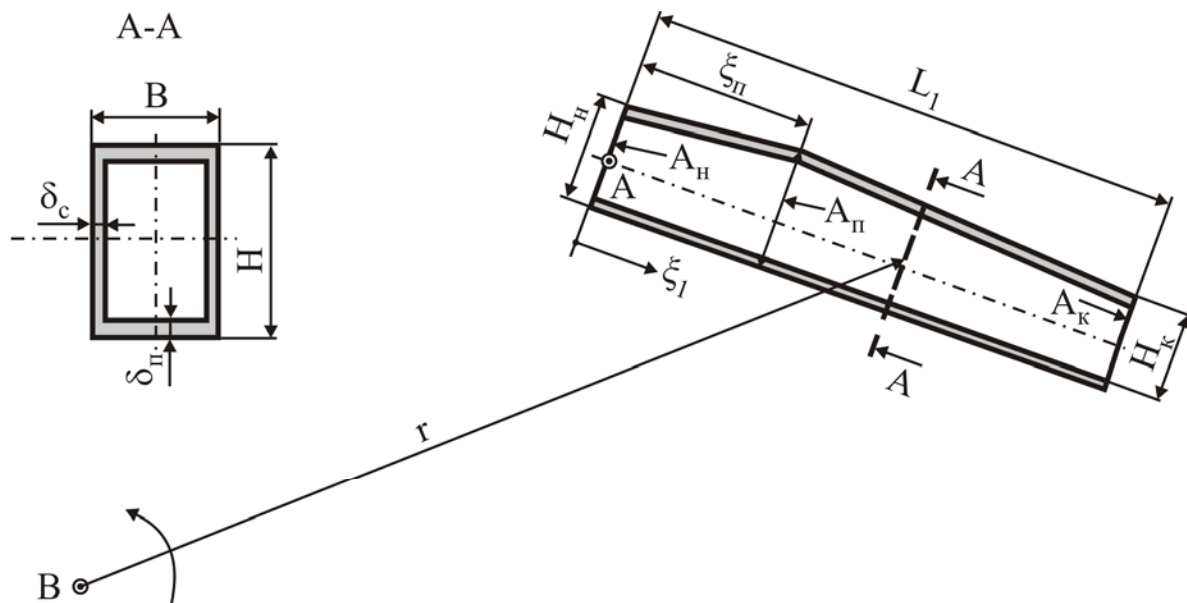


Рис. 27. Расчетная схема для определения момента инерции металлоконструкции рукояти при поворотном движении стрелы

Металлоконструкция раскоса. Момент инерции раскоса J_{pc} определяется аналогично моменту инерции рукояти по зависимости (3), в которой $L_1 = l_{Aa}$ и расстояние r составляет:

$$r = \xi_1^2 + L_2^2 + 2\xi_1 L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta).$$

Металлоконструкция стрелы. Рассматривается как стержневой элемент, имеющий переменную по длине площадь поперечного сечения $A(\xi)$ и состоящий из двух участков $0 \leq \xi \leq \xi_n$ и $\xi_n \leq \xi \leq L$ (рис. 25). Момент инерции металлоконструкции стрелы J_c определяется по зависимости, аналогичной (2):

$$J_c = \rho \left\{ \int_0^{\xi_n} \left(A_n + \frac{A_n - A_n}{\xi_n} \xi_2 \right) \xi_2^2 d\xi_2 + \int_{\xi_n}^L \left[A_n + \frac{A_k - A_n}{L_2 - \xi_n} (\xi_2 - \xi_n) \right] \xi_2^2 d\xi_2 \right\},$$

где A_n, A_k, A_n - площадь поперечного сечения стрелы в сечениях - начальном, конечном и перегиба; ξ_n - координата сечения перегиба; ρ - плотность материала стрелы.

Стрела с рукоятью в целом. Момент инерции стрелы с рукоятью J_B относительно оси вращения B складывается из моментов инерции груза J_G , грузозахватного устройства J_{zy} , гидроцилиндра ГЦ1 J_{zu1} , из $i_{\delta 1}$ диафрагм рукояти $J_{\delta 1i}$ и из $i_{\delta 2}$ диафрагм стрелы $J_{\delta 2i}$, металлоконструкций рукояти J_p , раскоса J_{pc} и стрелы J_c :

$$J_B = J_{zy} + J_p + J_{pc} + J_c + J_G + J_{zu1} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} J_{\delta 1i} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} J_{\delta 2i}.$$

2.3.3. Моменты инерции элементов конструкции крана-манипулятора при поворотном движении поворотной колонны

Перемещаемый груз. Рассматривается как сосредоточенный элемент, масса которого приложена в его центре тяжести, расположенном на расстоянии r_G от оси вращения (продольной оси поворотной колонны). Момент инерции груза составляет

$$J_G = \frac{G}{g} r_G^2 = \frac{G}{g} [L_2 \cos(q_2 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H})]^2.$$

Грузозахватное устройство. Приближенно рассматривается как сосредоточенная масса весом G_{zy} , расположенная на расстоянии r_G от оси вращения. Его момент инерции составляет

$$J_{zy} = \frac{G_{zy}}{g} r_G^2 = \frac{G_{zy}}{g} [L_2 \cos(q_2 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H})]^2.$$

Гидроцилиндр ГЦ1. Приближенно рассматривается как сосредоточенная масса весом G_{zu1} , расположенная в середине отрезка l_{ac} . Его момент инерции выражается зависимостью

$$J_{zu1} = \frac{G_{zu1}}{g} r_{zu1}^2,$$

где r_{zu1} - расстояние от центра тяжести гидроцилиндра ГЦ1 до оси вращения (продольной оси поворотной колонны), составляющее

$$r_{zu1} \approx \left\{ L_2 - l_{Ab} + \frac{1}{2} \sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]} \right\} \times \\ \times \cos(q_2 + q_{2H}).$$

Гидроцилиндр ГЦ2. Приближенно рассматривается как сосредоточенная масса весом G_{zu2} , расположенная в середине отрезка l_{ef} . Его момент инерции выражается зависимостью

$$J_{zu2} = \frac{G_{zu2}}{g} r_{zu2}^2,$$

где r_{zu2} - расстояние от центра тяжести гидроцилиндра ГЦ2 до оси вращения (продольной оси поворотной колонны), составляющее

$$r_{zu2} = \frac{1}{2} \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{fg}}{l_{Bg}} \right) \right]} \times \\ \times \cos(q_2 + q_{2H} + \mu) + l_{fg}; \\ \mu = \arctg(l_{Bd} / l_{de}) - \pi / 2 + \\ + \arccos \left(\frac{l_{Be} + l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Dd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{fg}}{l_{Bg}} \right) \right]}{\sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{fg}}{l_{Bg}} \right) \right]}} \right).$$

Диафрагма рукояти. Приближенно рассматривается как сосредоточенная масса, расположенная на расстоянии $r_{\partial li}$ от оси вращения (продольной оси поворотной колонны). Ее момент инерции выражается зависимостью

$$J_{\partial 1 i} = \rho H_{\partial 1 i} B_{\partial 1 i} \delta_{\partial 1 i} r_{\partial 1 i}^2 = \\ = \rho H_{\partial 1 i} B_{\partial 1 i} \delta_{\partial 1 i} [L_2 \cos(q_2 + q_{2H}) + \xi_{\partial 1 i} \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H})]^2.$$

Диафрагма стрелы. Приблизительно рассматривается как сосредоточенная масса, расположенная на расстоянии $\xi_{\partial 2 i}$ от оси вращения. Ее момент инерции составляет

$$J_{\partial 2 i} = \rho H_{\partial 2 i} B_{\partial 2 i} \delta_{\partial 2 i} r_{\partial 2 i}^2 = \rho H_{\partial 2 i} B_{\partial 2 i} \delta_{\partial 2 i} \xi_{\partial 2 i}^2 \cos^2(q_2 + q_{2H})^2.$$

Металлоконструкция рукояти. Рассматривается как стержневой элемент, имеющий переменную по длине площадь поперечного сечения $A(\xi_1)$ и состоящий из двух участков $0 \leq \xi_1 \leq \xi_n$ и $\xi_n \leq \xi_1 \leq L_1$ (рис. 28). Момент инерции металлоконструкции рукояти J_p определяется по зависимости, аналогичной (2):

$$J_p = \rho \left\{ \int_0^{\xi_n} \left(A_n + \frac{A_n - A_H}{\xi_n} \right) r^2 \cos^2 \omega d\xi_1 + \right. \\ \left. + \int_{\xi_n}^{L_1} \left[A_n + \frac{A_k - A_n}{L_1 - \xi_n} (\xi_1 - \xi_n) \right] r^2 \cos^2 \omega d\xi_1 \right\}, \quad (4)$$

где расстояние $r \cos \omega$ выражается соотношением

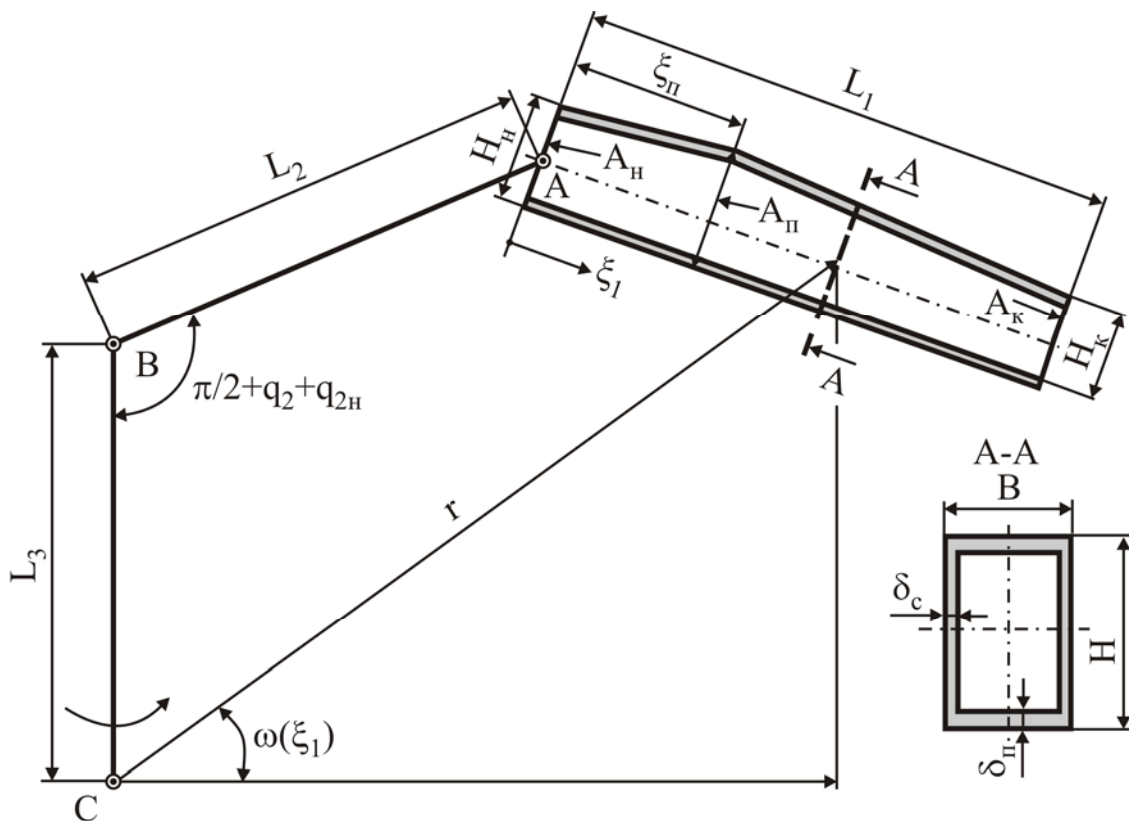


Рис. 28. Расчетная схема для определения момента инерции рукояти при поворотном движении колонны крана-манипулятора

$$r \cos \omega = L_2 \cos(q_2 + q_{2н}) + \xi_1 \sin(q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н}).$$

Металлоконструкция раскоса. Момент инерции раскоса J_{pc} определяется аналогично моменту инерции рукоятки по зависимости (4), в которой $L_1 = l_{Aa}$ и расстояние $r \cos \omega$ составляет:

$$r \cos \omega = L_2 \cos(q_2 + q_{2н}) + \xi_1 \sin(q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} + \Theta).$$

Металлоконструкция стрелы. Рассматривается как стержневой элемент, имеющий переменную по длине площадь поперечного сечения $A(\xi_2)$ и состоящий из двух участков $0 \leq \xi_2 \leq \xi_n$ и $\xi_n \leq \xi_2 \leq L_2$ (рис. 29). Момент инерции металлоконструкции стрелы J_c определяется по зависимости, аналогичной (2):

$$J_c = \rho \left\{ \int_0^{\xi_n} \left(A_n + \frac{A_n - A_n}{\xi_n} \right) \xi_2^2 \cos^2(q_2 + q_{2н}) d\xi_2 + \right. \\ \left. + \int_{\xi_n}^{L_2} \left[A_n + \frac{A_k - A_n}{L_2 - \xi_n} (\xi_2 - \xi_n) \right] \xi_2^2 \cos^2(q_2 + q_{2н}) d\xi_2 \right\}.$$

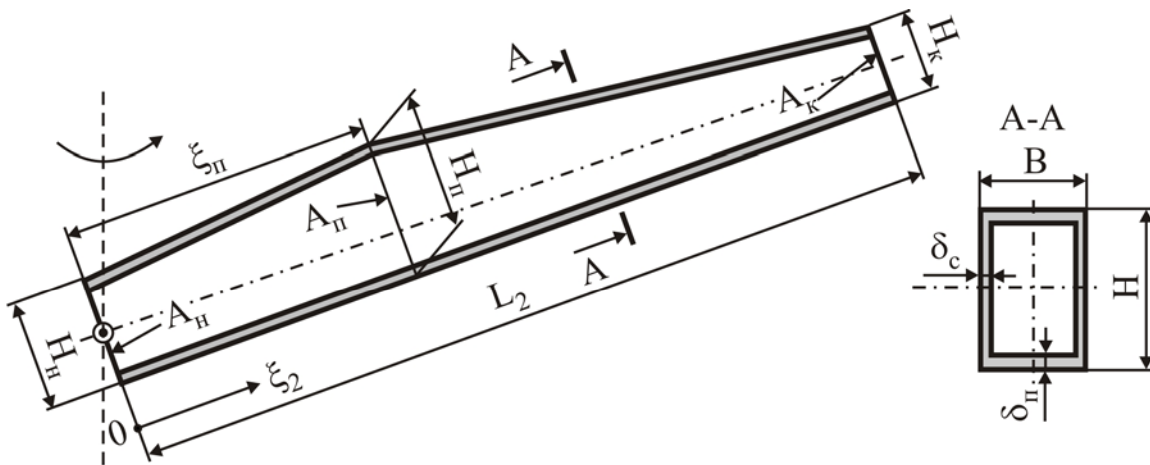


Рис. 29. Расчетная схема для определения момента инерции стрелы при поворотном движении колонны крана-манипулятора

Металлоконструкция поворотной колонны. Рассматривается как стержневой элемент дискретно ступенчатой цилиндрической конструкции. Момент инерции колонны выражается соотношением

$$J_k = \frac{\pi \rho}{4} \sum_{j=1}^{j=J_3} L_j \delta_j (D_j - \delta_j) [(D_j - \delta_j)^2 + \delta_j^2],$$

где L_j , D_j , δ_j - длина, наружный диаметр и толщина стенки j -й ступени колонны; J_3 - число ступеней по длине колонны.

Кран-манипулятор. Момент инерции крана-манипулятора J_{Crane} относительно оси вращения (продольной оси поворотной колонны) складывается из моментов инерции груза J_G , грузозахватного устройства J_{zy} , гидроцилиндров ГЦ1 J_{zu1} и ГЦ2 J_{zu2} , из $i_{\delta 1}$ диафрагм рукояти $J_{\delta 1i}$ и из $i_{\delta 2}$ диафрагм стрелы $J_{\delta 2i}$, металлоконструкций рукояти J_p , раскоса J_{pc} , стрелы J_c и колонны J_k :

$$J_{Crane} = J_{zy} + J_p + J_{pc} + J_c + J_k + J_G + J_{zu1} + J_{zu2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} J_{\delta 1i} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} J_{\delta 2i}.$$

2.3.4. Моменты инерции элементов конструкции крана-манипулятора при совместном поворотном движении рукояти и стрелы

При совместном поворотном движении рукояти и стрелы реализуется случай сложного вращательного движения: стрела совершает переносное поворотное движение, а рукоять – относительное поворотное движение. Положение мгновенной оси (точки E) абсолютного вращения рукояти в условиях сложного вращения относительно параллельных осей (осей шарниров A и B) определяется расстояниями l_{AE} и l_{BE} :

$$l_{AE} = L_2 \frac{\dot{q}_2}{\dot{q}_1 + \dot{q}_2}; \quad l_{BE} = L_2 \frac{\dot{q}_1}{\dot{q}_1 + \dot{q}_2}.$$

Глобальные координаты точки E в системе координат $x y z$, сопряженной с земной поверхностью, выражаются зависимостями:

$$\begin{aligned} x_E &= q_4 + L_3 \sin q_6 \cos q_7 + l_{BE} \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) \cos(q_3 + q_{3H}); \\ y_E &= y_0 + q_5 + [L_3 \cos q_6 + l_{BE} \sin(q_2 - q_6 + q_{2H})] \cos q_7 - \\ &- l_{BE} [\sin q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + \sin q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}); \\ z_E &= [L_3 \cos q_6 + l_{BE} \sin(q_2 - q_6 + q_{2H})] \sin q_7 + l_{BE} \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) \sin(q_3 + q_{3H}). \end{aligned}$$

Геометрические параметры расчетной схемы для определения моментов инерции конструктивных элементов рукояти в условиях сложного вращения показаны на рис. 30.

Моменты инерции перемещаемого груза и всех конструктивных элементов рукояти могут быть определены по соответствующим зависимостям п. 2.3.2 с учетом того, что ось их вращения определяется не положением шарнира B , а положением мгновенной оси (точки E) абсолютного вращения рукояти. Это обстоятельство требует корректировки характерных расстояний между расположением центра тяже-

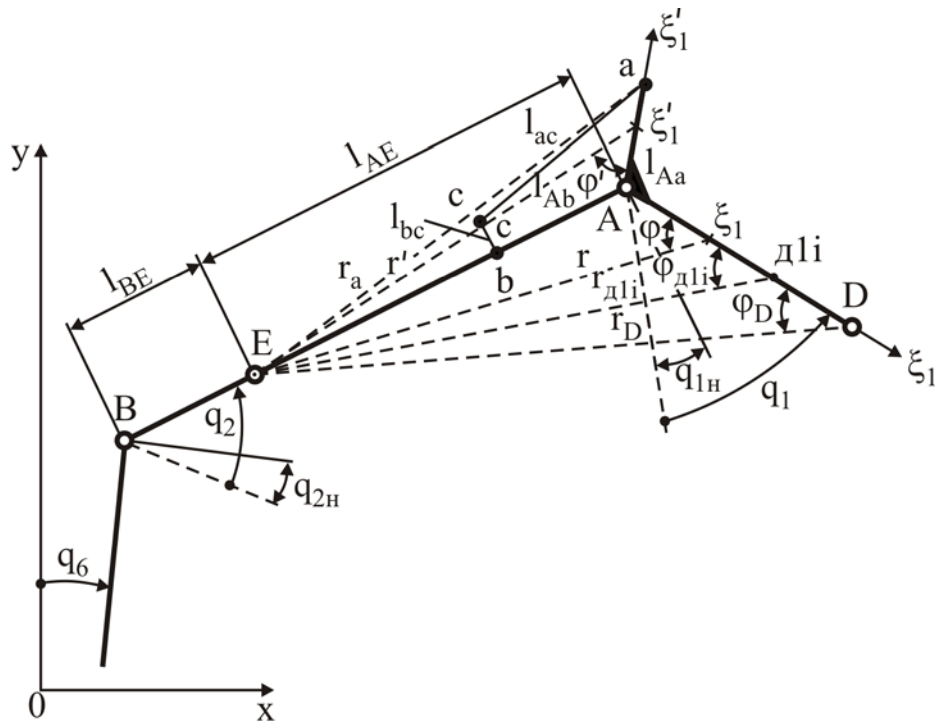


Рис. 30. Расчетная схема для определения моментов инерции конструктивных элементов рукояти в условиях сложного вращения

сти конкретного элемента рукояти и точкой E . Таким образом, характерные расстояния будут составлять:

- для перемещаемого груза

$$r_{umG}^2 = (x_D - x_E)^2 + (y_D - y_E - h_{umG})^2 + (z_D - z_E)^2,$$

- для грузозахватного устройства

$$r_{zy} = \sqrt{L_1^2 + l_{AE}^2 + 2L_1 l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H})},$$

- для диафрагмы рукояти

$$r_{\Delta li} = \sqrt{\xi_{\Delta li}^2 + l_{AE}^2 + 2\xi_{\Delta li} l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H})},$$

- для металлоконструкции рукояти

$$r = \sqrt{\xi_1^2 + l_{AE}^2 + 2\xi_1 l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H})},$$

- для металлоконструкции раскоса

$$r' = \sqrt{\xi_1'^2 + l_{AE}^2 + 2\xi_1' l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}.$$

Моменты инерции всех конструктивных элементов стрелы ($i_{\Delta 2}$ диафрагм стрелы $J_{\Delta 2i}$ и металлоконструкции стрелы J_c), гидроцилиндра ГЦ1 $J_{гц1}$, а также рукояти и стрелы в целом J_c определяются соответствующими зависимостями п. 2.3.2.

2.4. Динамический и силовой анализ крана-манипулятора при поворотном движении рукояти

Уравнение прямолинейного движения x_1 поршня приводного гидроцилиндра ГЦ1, обеспечивающего поворотное движение рукояти q_1 при воздействии на поршень системы движущих сил $F_{1\partial в}$ и сил сопротивления $F_{1сопр}$, имеет вид:

$$(m_1 + m_{np,1})\ddot{x}_1 = F_{1\partial в} - F_{1сопр} \quad (5)$$

при начальных условиях:

$$x_1(\tau = 0) = x_{10} \quad (0 \leq x_{10} \leq \Delta x_1); \quad \dot{x}_1(\tau = 0) = 0,$$

где m_1 - масса движущихся частей гидроцилиндра ГЦ1; $m_{np,1}$ - приведенная масса движущихся частей крана.

Приблизительно масса движущихся частей ГЦ1 составляет

$$m_1 \approx \rho \frac{\pi d_{ш1}^2}{4} \cdot \frac{l_{ac,к}}{2}.$$

Приведенная масса движущихся частей крана определяется исходя из условия равенства кинетической энергии при линейном движении штока и угловом движении рукояти с грузом и выражается соотношением:

$$m_{np,1} = J_{1A} \left[\frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1} \right]^2 = \\ = J_{1A} \frac{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1н} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}{l_{Aa}^2 l_{Ac}^2 \cos^2(q_1 + q_{1н} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}.$$

Движущая сила гидроцилиндра определяется размерами его поршня и разностью давлений рабочей жидкости в рабочей $p_{max,1}$ и холостой $p_{min,1}$ полостях:

$$F_{\partial в} = \frac{\pi}{4} \left[(D_1^2 - d_{ш1}^2) p_{max,1} - D_1^2 p_{min,1} \right],$$

а сила сопротивления движению поршня гидроцилиндра ГЦ1 – силой трения F_{1mp} и суммой приведенных к оси штока внешних эксплуатационных нагрузок (усилием на штоке гидроцилиндра) U_A :

$$F_{1сопр} = F_{1mp} + U_A = (1 + k_{1mp})U_A,$$

где k_{1mp} – коэффициент приведения силы трения к величине усилия на штоке.

На рис. 31 показана система внешних эксплуатационных нагрузок, действующих на рукоять в процессе ее поворотного движения и определяющих величину усилия на штоке гидроцилиндра U_A . В их число входят:

- сосредоточенный вес груза G ;
- сосредоточенная горизонтальная ветровая нагрузка

$$W = |W| \cos \alpha_w;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила при ускоренном поворотном движении груза

$$T_G = \frac{GL_1}{g} \ddot{q}_1;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила при поворотном движении груза

$$F_G = \frac{GL_1}{g} \dot{q}_1^2;$$

- сосредоточенный вес i -й диафрагмы G_{di} ;
- сосредоточенный вес гидроцилиндра ГЦ1 $G_{гц1}$;
- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от i -й диафрагмы при ускоренном поворотном движении рукояти

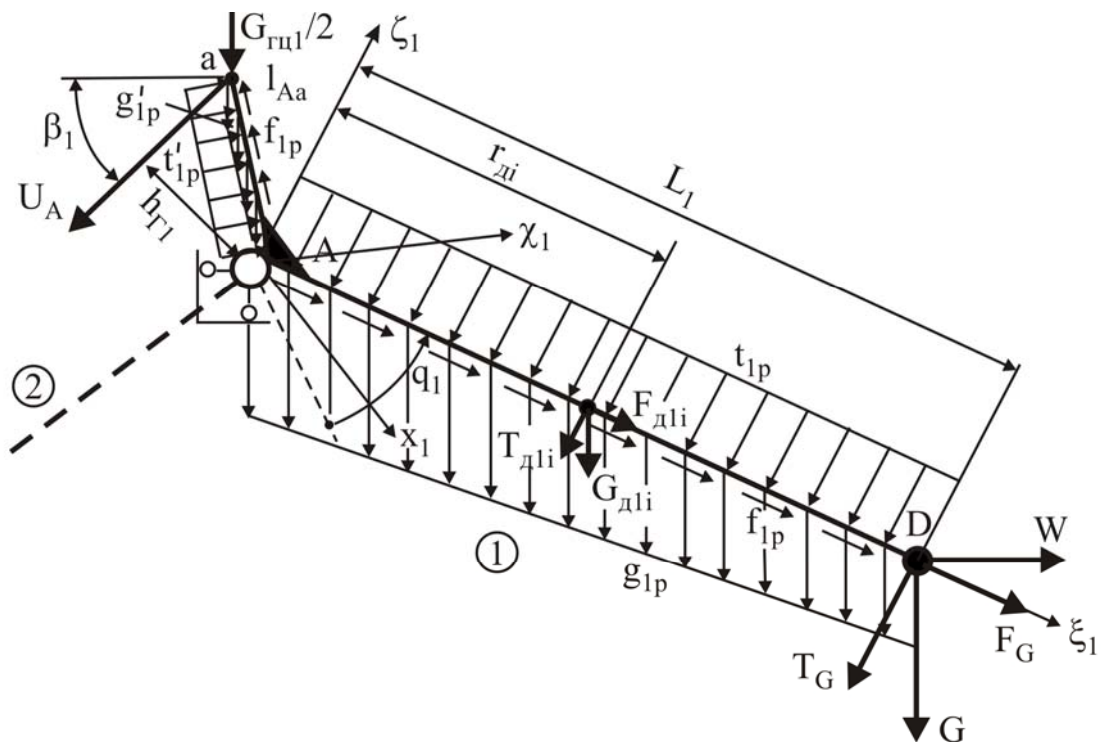


Рис. 31. Система эксплуатационных нагрузок на рукоять при ее поворотном движении

$$T_{\partial li} = \frac{G_{\partial li} \xi_{\partial li}}{g} \ddot{q}_1;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от i -й диафрагмы при поворотном движении рукояти

$$F_{\partial li} = \frac{G_{\partial li} \xi_{\partial li}}{g} \dot{q}_1^2;$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рукояти

$$g_{1p} = \rho g A_1(\xi_1);$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рычага

$$g'_{1p} = \rho g A'_1(\xi'_1);$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ее ускоренном поворотном движении

$$t_{1p} = \frac{g_{1p}}{g} \xi_1 \ddot{q}_1;$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при его ускоренном поворотном движении

$$t'_{1p} = \frac{g'_{1p}}{g} \xi'_1 \ddot{q}_1;$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ее ускоренном поворотном движении

$$f_{1p} = \frac{g_{1p}}{g} \xi_1 \dot{q}_1^2;$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при его ускоренном поворотном движении

$$f'_{1p} = \frac{g'_{1p}}{g} \xi'_1 \dot{q}_1^2.$$

Из условия равновесия рукояти относительно шарнира A (в плоскости поворотного движения) получим уравнение для определения величины усилия на штоке гидроцилиндра ГЦ1 при поворотном движении рукояти крана-манипулятора:

$$U_A = \frac{GL_1^2}{gh_{\Gamma 1}} \ddot{q}_1 + \frac{GL_1}{h_{\Gamma 1}} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \frac{|W|L_1}{h_{\Gamma 1}} \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) +$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{\rho \ddot{q}_1}{h_{\Gamma 1}} \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) \xi_1^2 d\xi_1 + \frac{\rho \ddot{q}_1}{h_{\Gamma 1}} \int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi_1) \xi_1^2 d\xi_1 + \frac{\ddot{q}_1}{gh_{\Gamma 1}} \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li}^2 + \\
 & + \frac{\rho g}{h_{\Gamma 1}} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) \xi_1 d\xi_1 + \\
 & + \frac{\rho g}{h_{\Gamma 1}} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta] \times \\
 & \quad \times \left(\int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi_1) \xi_1 d\xi_1 + \frac{G_{2\omega l} l_{Aa}}{2\rho g} \right) + \\
 & + \frac{1}{h_{\Gamma 1}} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li},
 \end{aligned}$$

где ρ – плотность материала рукояти; A_1, A'_1 – площадь поперечного сечения рукояти и раскоса; $\xi_{\partial li}$ – расстояние i -й диафрагмы от шарнира A ; $i_{\partial 1}$ – число диафрагм в рукояти; α_w – угол, определяющий направление ветра.

Данное выражение удобно записать в следующем виде:

$$U_A = \frac{1}{h_{\Gamma 1}} (I_{4,1} \ddot{q}_1 + I_{5,1}),$$

где

$$\begin{aligned}
 I_{4,1} &= \frac{1}{g} \left(GL_1^2 + \rho g \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) \xi_1^2 d\xi_1 + \rho g \int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi_1) \xi_1^2 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li}^2 \right); \\
 I_{5,1} &= \left(GL_1 + \rho g \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li} \right) \times \\
 & \quad \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 & \quad + \left(\rho g \int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi_1) \xi_1 d\xi_1 + \frac{G_{2\omega l} l_{Aa}}{2} \right) \times \\
 & \quad \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta] - \\
 & - |W| L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}).
 \end{aligned}$$

Величина плеча $h_{\Gamma 1}$ действия усилия U_A переменна в процессе поворотного движения рукояти. На основе геометрического анализа схемы (рис. 32) искомое плечо $h_{\Gamma 1}(q_1)$ составляет

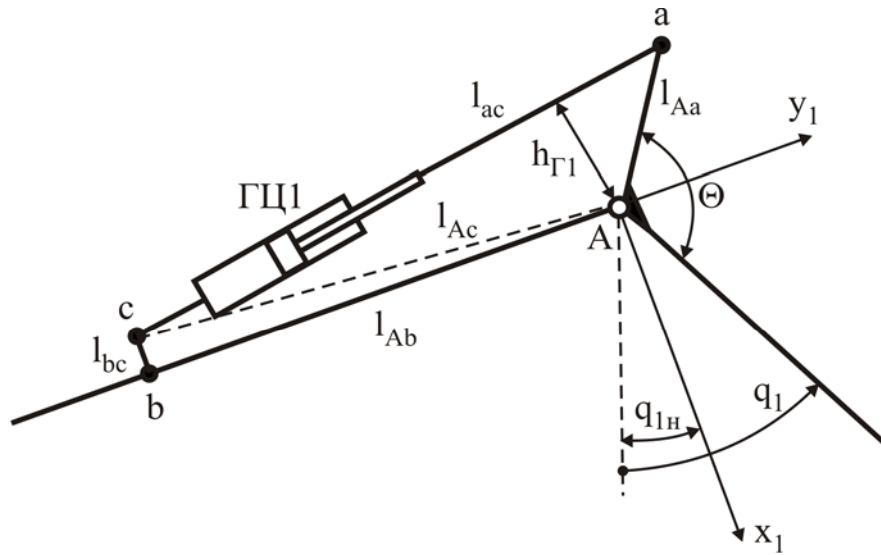


Рис. 32. Схема определения величины плеча действия усилия на штоке гидроцилиндра ГЦ1

$$h_{\Gamma 1}(q_1) = l_{Aa} \sin(\angle Aac)$$

или

$$h_{\Gamma 1}(q_1) = -\frac{l_{Aa} l_{Ac}}{l_{ac}} \cos[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg(l_{bc} / l_{Ab})].$$

С учетом зависимостей для определения действующих нагрузок уравнение движения поршня ГЦ1 примет вид

$$(m_1 + m_{np,1}) [I_{2,1}(\dot{q}_1)^2 - I_{1,1}\ddot{q}_1] = F_{1\partial\partial} - \frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} (I_{4,1}\ddot{q}_1 + I_{5,1}).$$

Преобразуя данное уравнение, получим обыкновенное дифференциальное уравнение 2 порядка:

$$\ddot{q}_1 = \frac{1}{\frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{4,1} - (m_1 + m_{np,1}) I_{1,1}} \left[F_{1\partial\partial} - (m_1 + m_{np,1}) I_{2,1}(\dot{q}_1)^2 - \frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{5,1} \right].$$

Окончательно, поворотное движение рукояти из-за перемещения поршня гидроцилиндра ГЦ1 определяется решением системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка

$$\begin{cases} \frac{dq_1}{d\tau} = u_1 \\ \frac{du_1}{d\tau} = \frac{1}{\frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{4,1} - (m_1 + m_{np,1}) I_{1,1}} \left[F_{1\partial\partial} - (m_1 + m_{np,1}) I_{2,1} u_1^2 - \frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{5,1} \right] \end{cases} \quad (6)$$

при начальных условиях

$$q_1(\tau = 0) = q_{10} \quad (0 \leq q_{10} \leq \Delta q_1); \quad u_1(\tau = 0) = 0 \quad (7)$$

и ограничениях:

- максимального ускорения поворота, учитывая величину тягового усилия гидроцилиндра ГЦ1 согласно принципа Даламбера

$$\frac{du_1}{d\tau} \leq (\ddot{q}_1)_{\max} = \frac{1}{I_{4,1}} \left(\frac{F_{1\partial\delta} h_{\Gamma 1}}{1 + k_{1mp}} - I_{5,1} \right); \quad (8)$$

- максимальной скорости поворота с учетом наибольшего возможного расхода рабочей жидкости через гидроцилиндр ГЦ1

$$u_1 \leq \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]}{l_{Aa}l_{Ac} \cos \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]} \cdot \frac{4Q_{\Gamma 1}^{6x}}{\pi(D_1^2 - d_{u1}^2)} \\ \frac{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]}{l_{Aa}l_{Ac} \cos \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]} \cdot \frac{4Q_{\Gamma 1}^{6lx}}{\pi D_1^2} \end{array} \right. \quad (9)$$

Необходимость введения в динамическую модель ограничения максимальной скорости поворотного движения u_1 обусловлено спецификой работы гидропривода: перемещение поршня гидроцилиндра ГЦ1 вызывается нагнетанием насосным агрегатом рабочей жидкости в рабочую полость гидродвигателя при синхронном ее сливе из холостой полости. Поэтому в гидроприводах скорость штока ограничивается не столько тяговой способностью гидроцилиндра (разностью сил $F_{1\partial\delta} - F_{1comp}$), сколько величиной подачи насосного агрегата [70]. Закон неразрывности потока несжимаемой жидкости позволяет получить выражение для максимально возможной линейной скорости штока $\dot{x}_{\Gamma 1 \max}$, при достижении которой стадия разгона завершается и работа двигателя переходит в стационарный режим с установившейся скоростью $\dot{x}_{\Gamma 1 \text{уст}} = \dot{x}_{\Gamma 1 \max}$. В зависимости от настройки аппаратов управления расходом в подводящей и отводящей гидролиниях скорость $\dot{x}_{\Gamma 1 \max}$ устанавливается на уровне меньшей из двух скоростей – скорости поступления рабочей жидкости в рабочую полость гидроцилиндра $v_{\Gamma 1}^{6x}$ или скорости ее слива из холостой полости $v_{\Gamma 1}^{6lx}$:

$$v_{\Gamma 1}^{вх} = \frac{4Q_{\Gamma 1}^{вх}}{\pi(D_1^2 - d_{ш1}^2)}; \quad v_{\Gamma 1}^{вых} = \frac{4Q_{\Gamma 1}^{вых}}{\pi D_1^2}.$$

Вследствие нелинейного характера зависимостей, связывающих кинематические параметры прямолинейного движения штока гидроцилиндра ГЦ1 и поворотного движения рукояти, при стационарном режиме работы гидродвигателя, тем не менее, имеет место нестационарный режим поворота с переменными угловыми скоростью и ускорением.

Необходимость введения в динамическую модель ограничения максимального ускорения поворота $(\ddot{q}_1)_{\max}$ обусловлено еще одной специфической чертой работы гидропривода: перемещение штока возможно, если движущая сила гидроцилиндра превышает действующие на шток силы сопротивления движению. Поэтому согласно кинетостатическому принципу Даламбера линейное ускорение штока при работе гидроцилиндра в произвольный момент времени не может превысить предельной величины $(\ddot{x}_1)_{пред}$, определяемой с помощью уравнения (9):

$$(\ddot{x}_1)_{пред} = (F_{1дв} - F_{1сопр}) / (m_1 + m_{np,1}).$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (6) с начальными условиями (7) был использован численный метод Рунге-Кутта 4-го порядка. Алгоритм метода был модифицирован с целью учета в процедуре расчетов ограничений (8) и (9).

На рис. 33 приведены результаты моделирования движения рукояти, полученные из решения системы (6).

В процессе выполнения рукоятью поворотного движения в металлоконструкции крана-манипулятора возникает переменное во времени напряженное состояние, обусловленное действием внутренних силовых факторов – продольных S_{ξ} и поперечных S_{ζ} и S_{χ} сил, изгибающих моментов $M_{\xi\zeta}$ и $M_{\xi\chi}$. Их величина является функцией угловой координаты q_1 . Для оценки направления действия внутренних силовых факторов в звеньях будем считать:

- продольная сила S_{ξ} считается положительной, если вызывает растяжение звена, в противном случае она отрицательна;

- поперечные силы S_{ζ} и S_{χ} , а также изгибающие моменты $M_{\xi\zeta}$ и $M_{\xi\chi}$ положительны, если направлены против направления положительного движения звена, в противном случае они отрицательны.

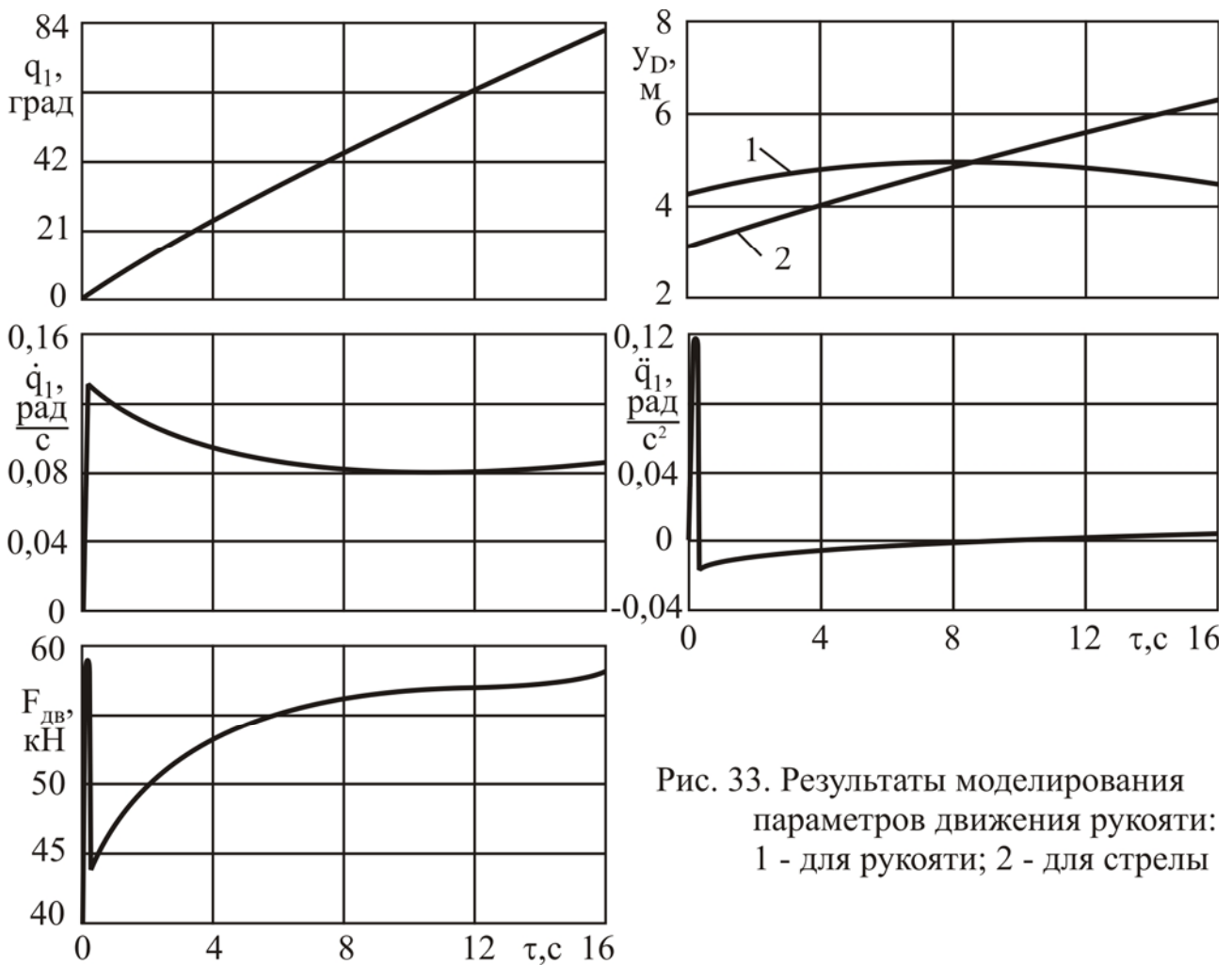


Рис. 33. Результаты моделирования параметров движения рукояти: 1 - для рукояти; 2 - для стрелы

Для общей характеристики напряженного состояния крана-манипулятора в произвольный момент времени целесообразно произвести расчет внутренних силовых факторов и напряжений в характерных сечениях металлоконструкции (точках кинематической схемы). В металлоконструкции рукояти взяты 2 такие сечения (A и A'), в стреле – 3 (b , d и B), в поворотной колонне – 4 (g , h , i и C). Расположение этих сечений показано на рис. 34, 36, 38.

Для указанных сечений ниже приведены расчетные соотношения для оценки внутренних силовых факторов и напряжений в зависимости от угловой координаты q_1 при фиксированных значениях остальных координат – q_2 , q_3 , q_6 , q_7 .

Расчетная схема металлоконструкции рукояти крана-манипулятора с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при ее поворотном движении, приведена на рис. 34.

Расчетная схема для определения углового положения действующих нагрузок показана на рис 35. Их угловое положение опреде-

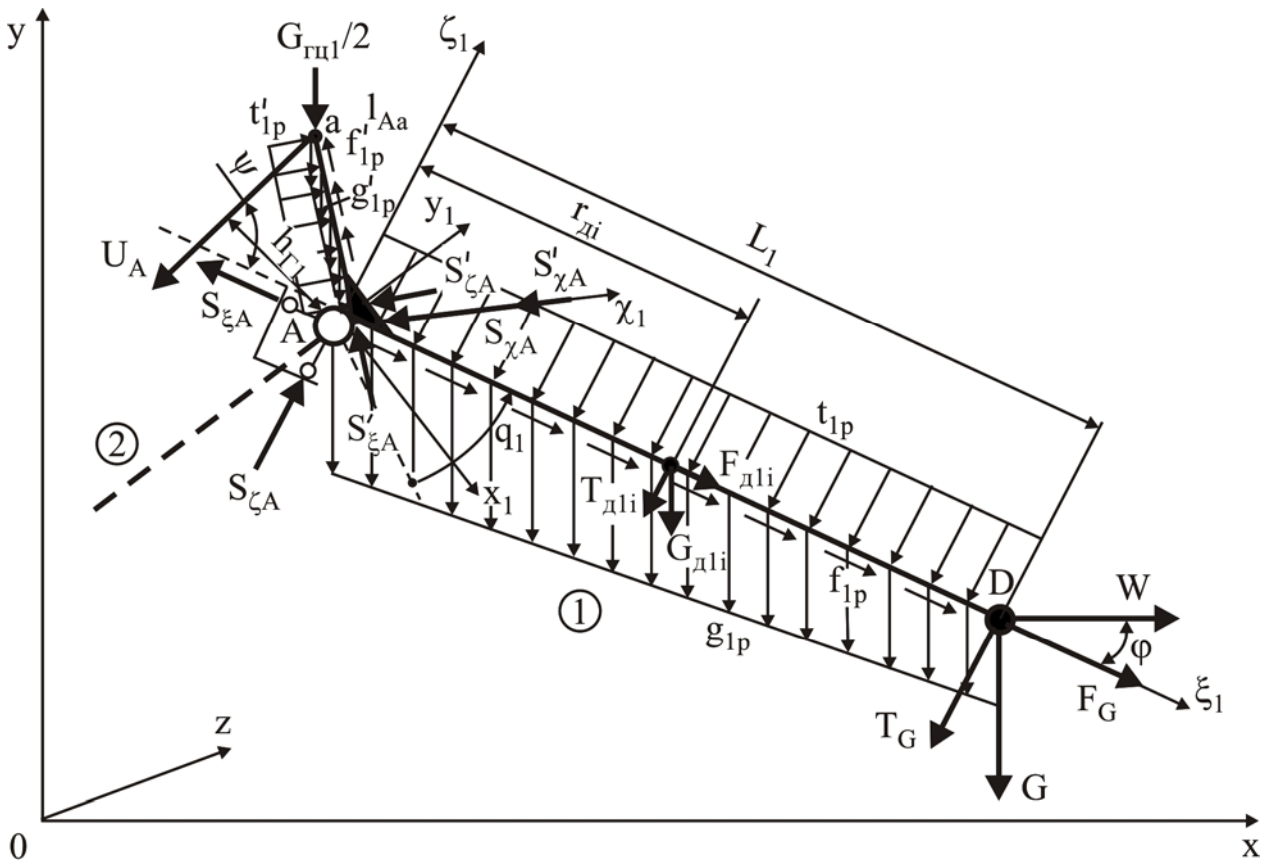


Рис. 34. Расчетная схема приложения нагрузок к металлоконструкции рукояти при ее поворотном движении

ляется двумя углами – φ и ψ . Угол φ , исходя из геометрического анализа взаимного положения рукояти и стрелы, составляет

$$\varphi = 0,5\pi - [q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н})],$$

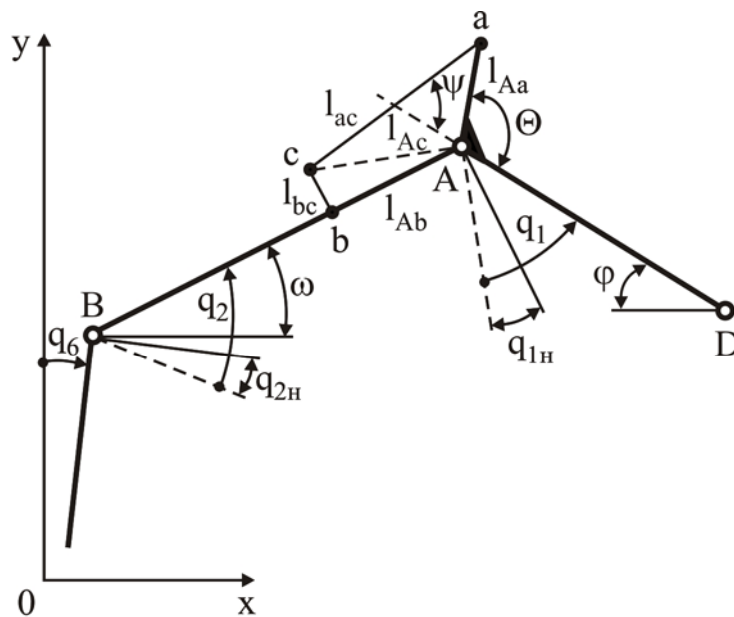


Рис. 35. Расчетная схема для определения углового положения нагрузок, действующих на рукоять при ее поворотном движении

а угол ψ определяется как

$$\psi = \Theta - \arccos \left(\frac{l_{Aa} + l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg(l_{bc} / l_{Ab}))}{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg(l_{bc} / l_{Ab}))}} \right).$$

Продольная нагрузка в точке A рукояти $S_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ_1 :

$$\begin{aligned} S_{\xi A} = & |W| \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \\ & + F_G + \left(G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 \right) \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ & + \int_0^{L_1} f_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \{ F_{\partial li} + G_{\partial li} \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \}. \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка в точке A рукояти $S_{\zeta A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ζ_1 :

$$\begin{aligned} S_{\zeta A} = & \left(G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 \right) \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ & - |W| \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \\ & + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \{ T_{\partial li} + G_{\partial li} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \} + \\ & + T_G + \int_0^{L_1} t_{1p} d\xi_1. \end{aligned}$$

Поперечная боковая нагрузка в точке A рукояти $S_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_1 :

$$\begin{aligned} S_{\chi A} = & -|W| \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi_1 \zeta_1$ рукояти $M_{\xi \zeta}$ изменяется по ее длине ($0 \leq \xi_1 \leq L_1$) в соответствии с зависимостью

$$\begin{aligned} M_{\xi \zeta}(\xi_1) = & G(L_1 - \xi_1) \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ & - |W|(L_1 - \xi_1) \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \int_{\xi_1}^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \\
 & + T_G(L_1 - \xi_1) + \int_{\xi}^{L_1} t_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \{T_{\partial li}(\xi_{\partial li} - \xi_1) + G_{\partial li}(\xi_{\partial li} - \xi_1) \times \\
 & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]\}
 \end{aligned}$$

и в точке A достигает своего максимального значения

$$\begin{aligned}
 M_{\xi \zeta A} = & T_G L_1 + G L_1 \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\
 & - |W| L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \\
 & + \int_0^{L_1} t_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \\
 & + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \{T_{\partial li} \xi_{\partial li} + G_{\partial li} \xi_{\partial li} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]\}.
 \end{aligned}$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi_1 \chi_1$ рукояти $M_{\xi \chi}$ изменяется по ее длине ($0 \leq \xi_1 \leq L_1$) в соответствии с зависимостью

$$\begin{aligned}
 M_{\xi \chi}(\xi_1) = & -|W|(L_1 - \xi_1) \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\
 & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G(L_1 - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li}(\xi_{\partial li} - \xi_1) \right) \times \\
 & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]
 \end{aligned}$$

и в точке A достигает своего максимального значения

$$\begin{aligned}
 M_{\xi \chi A} = & -|W| L_1 \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\
 & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G L_1 + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 dl + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li} \right) \times \\
 & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].
 \end{aligned}$$

Продольная нагрузка в точке A рычага $S'_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ'_1 :

$$\begin{aligned}
 S'_{\xi A} = & -U_A \frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} d\xi'_1 + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{2y1}}{2} \right) \times \\
 & \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta].
 \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка в точке A рычага $S'_{\zeta A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ξ'_1 :

$$S'_{\zeta A} = -U_A \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} d\xi'_1 + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{2u1}}{2} \right) \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta].$$

Поперечная боковая нагрузка в точке A рычага $S'_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ'_1 :

$$S'_{\chi A} = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3н})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3н})|} \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{2u1}}{2} \right) \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right].$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi'_1 \zeta'_1$ рычага $M'_{\xi\zeta}$ по его длине ($0 \leq \xi'_1 \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi\zeta}(\xi'_1) = -U_A (l_{Aa} - \xi'_1) \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] + \int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} t'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \left(\int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta]$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M'_{\xi\zeta A} = -U_A l_{Aa} \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta].$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi'_1 \chi'_1$ рычага $M'_{\xi\chi}$ по его длине ($0 \leq \xi'_1 \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi\chi}(\xi'_1) = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3н})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3н})|} \left(\int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right]$$

и в точке A достигает максимального значения

$$\mathbf{M}'_{\xi\chi A} = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_0^{l_{Aa}} \mathbf{g}'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{\mathbf{G}_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Пара сил \mathbf{R}_A , возникающая в шарнире A вследствие наличия поперечной боковой нагрузки в точке A , составляет:

$$\mathbf{R}_A = (\mathbf{M}_{\xi\chi A} + \mathbf{M}'_{\xi\chi A}) / l_{uA},$$

где l_{uA} - расстояние между проушинами шарнира A .

Расчетная схема металлоконструкции стрелы крана-манипулятора с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при поворотном движении рукояти, приведена на рис. 36. Расчетная схема для определения углового положения действующих на стрелу нагрузок показана на рис 37. Их угловое положение определяется двумя углами - μ и ϕ . Угол ϕ составляет

$$\phi = \arctg\left(\frac{l_{Ab}}{l_{bc}}\right) + \arccos \left(\frac{l_{Ac} + l_{Aa} \sin \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg\left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}}\right) \right]}{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg\left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}}\right) \right]}} \right) - \frac{\pi}{2},$$

а угол μ определяется зависимостью

$$\mu = \arctg\left(\frac{l_{Bd}}{l_{de}}\right) - \frac{\pi}{2} + \\ + \arccos \left(\frac{l_{Be} + l_{Bf} \sin(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{gf}/l_{Bg}))}{\sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{gf}/l_{Bg}))}} \right).$$

Усилие на штоке гидроцилиндра ГЦ2 U_B определяется из уравнения равновесия сил, приложенных к стреле, относительно шарнира B :

$$U_B [l_{Bd} \sin \mu + l_{de} \cos \mu] = L_2 [S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \\ + L_2 [S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] - U_A [(L_2 - l_{Ab}) \sin \phi - l_{bc} \cos \phi] - \\ - \frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} l_{bc} \sin [q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \frac{\mathbf{G}_{2u2}}{2} l_{de} \cos \mu + \\ + \left(\int_0^{L_2} \mathbf{g}_{2p} \xi_2 d\xi_2 + \frac{\mathbf{G}_{2u1} l_{Bb} + \mathbf{G}_{2u2} l_{Bd}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{G}_{\partial 2i} \xi_{\partial 2i} \right) \times$$

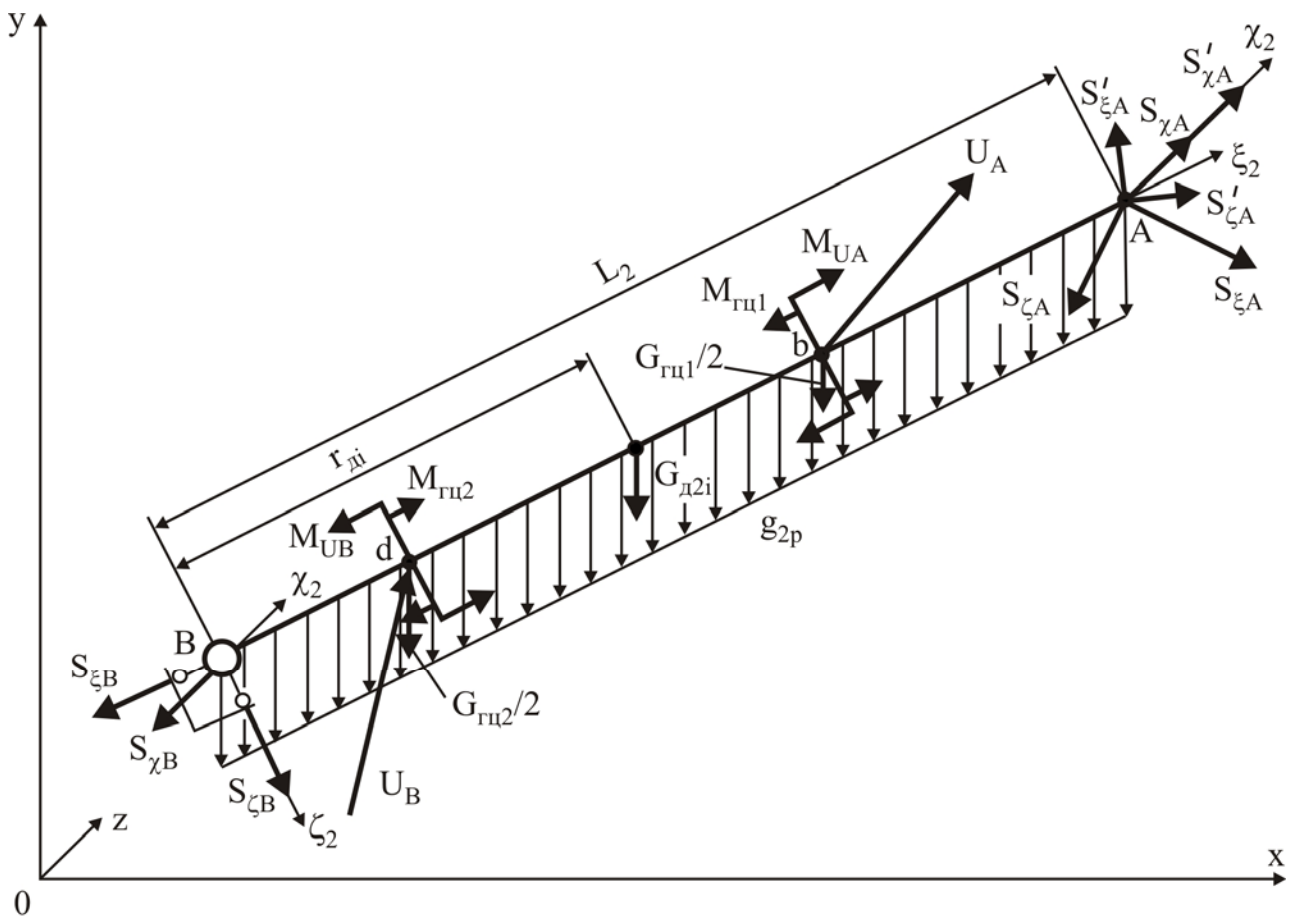


Рис. 36. Расчетная схема приложения нагрузок к металлоконструкции стрелы при поворотном движении рукояти

$$\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})],$$

где $h_{\Gamma 2}$ – плечо действия усилия на штоке гидроцилиндра ГЦ2 U_B , выражаемое зависимостью:

$$h_{\Gamma 2} = l_{Bd} \sin \mu + l_{de} \cos \mu.$$

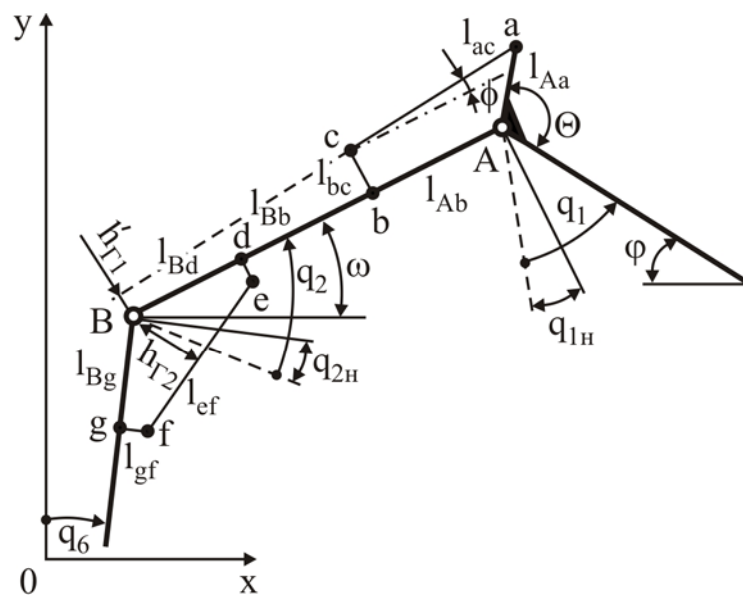


Рис. 37. Расчетная схема для определения углового положения нагрузок, действующих на стрелу при поворотном движении рукояти

Продольная нагрузка в характерных точках стрелы $S_{\xi B}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ_2 :

- в точке A

$$\begin{aligned} S_{\xi A(2)} = & S_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) - \\ & - S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) - S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta); \end{aligned}$$

- в точке $b + 0$

$$\begin{aligned} S_{\xi b+0} = & S_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) - S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) - \\ & - S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) - \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 - \frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке $b - 0$

$$\begin{aligned} S_{\xi b-0} = & S_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + U_A \cos \phi - S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) - \\ & - S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) - \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 - \frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке $d + 0$

$$\begin{aligned} S_{\xi d+0} = & S_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + U_A \cos \phi - S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) - \\ & - S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) - \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 - \frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке $d - 0$

$$\begin{aligned} S_{\xi d-0} = & S_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + U_A \cos \phi + U_B \cos \mu - \\ & - S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) - S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) - \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 - \frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке B

$$\begin{aligned} S_{\xi B} = & S_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + U_A \cos \phi + U_B \cos \mu - \\ & - S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) - S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) - \left(\int_0^{L_2} g_{2p} d\xi_2 - \frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]. \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка в характерных точках стрелы S_{ζ} определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ζ_2 :

- в точке A

$$\begin{aligned} S_{\zeta A(2)} &= S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ &+ S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta); \end{aligned}$$

- в точке $b + 0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta b+0} &= S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ &+ S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ &+ \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_i^{i=i_{\delta 2i}} G_{\delta 2i} \right) \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке $b - 0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta b-0} &= S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \\ &+ S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) - U_A \sin \phi + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{2u1}}{2} + \sum_i^{i=i_{\delta 2i}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ &\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке $d + 0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta d+0} &= S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \\ &+ S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) - U_A \sin \phi + \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ &\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке $d - 0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta d-0} &= S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \\ &+ S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) - U_A \sin \phi - U_B \sin \mu + \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ &\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке B

$$\begin{aligned} S_{\zeta B} &= S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \\ &+ S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) - U_A \sin \phi - U_B \sin \mu + \left(\int_0^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ &\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]. \end{aligned}$$

Поперечная боковая нагрузка в характерных точках стрелы S_{χ} определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_2 :

- в точке A

$$S_{\chi A(2)} = S_{\chi A} + S'_{\chi A};$$

- в точке $b+0$

$$S_{\chi b+0} = S_{\chi A} + S'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке $b-0$

$$S_{\chi b-0} = S_{\chi A} + S'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{2\alpha 1}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке $d+0$

$$S_{\chi d+0} = S_{\chi A} + S'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{2\alpha 1}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке $d-0$

$$S_{\chi d-0} = S_{\chi A} + S'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{2\alpha 1} + G_{2\alpha 2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке B

$$S_{\chi B} = S_{\chi A} + S'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_0^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{2\alpha 1} + G_{2\alpha 2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Изгибающий момент $M_{\xi\zeta}$ в характерных точках стрелы в плоскости $\xi_2\zeta_2$:

- в точке $b+0$

$$\begin{aligned}
 M_{\xi\zeta b+0} = & l_{Ab} [S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \\
 & + l_{Ab} [S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \\
 & + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_i \mathbf{G}_{\partial 2i}(\xi_{\partial 2i} - l_{Bb}) \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];
 \end{aligned}$$

- в точке $b-0$

$$\begin{aligned}
 M_{\xi\zeta b-0} = & l_{Ab} [S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \\
 & + l_{Ab} [S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + U_A l_{bc} \cos\phi + \\
 & + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_i \mathbf{G}_{\partial 2i}(\xi_{\partial 2i} - l_{Bb}) \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\
 & - \frac{G_{zu1}}{2} l_{bc} \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];
 \end{aligned}$$

- в точке $d+0$

$$\begin{aligned}
 M_{\xi\zeta d+0} = & (L_2 - l_{Bd}) [S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \\
 & + (L_2 - l_{Bd}) [S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] - U_A (l_{Bd} \sin\phi - l_{bc} \cos\phi) + \\
 & + \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \frac{G_{zu1} l_{bd}}{2} + \sum_i \mathbf{G}_{\partial 2i}(\xi_{\partial 2i} - l_{Bd}) \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\
 & - \frac{G_{zu1}}{2} l_{bc} \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];
 \end{aligned}$$

- в точке $d-0$

$$\begin{aligned}
 M_{\xi\zeta d-0} = & (L_2 - l_{Bd}) [S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \\
 & + (L_2 - l_{Bd}) [S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] - U_A (l_{Bd} \sin\phi - l_{bc} \cos\phi) + \\
 & + \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \frac{G_{zu1} l_{bd}}{2} + \sum_i \mathbf{G}_{\partial 2i}(\xi_{\partial 2i} - l_{Bd}) \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - U_B l_{de} \cos\mu + \\
 & + \left(\frac{G_{zu2} l_{de} - G_{zu1} l_{bc}}{2} \right) \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})].
 \end{aligned}$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi_2 \chi_2$ стрелы $M_{\xi\chi}$ по ее длине ($0 \leq \xi_2 \leq L_2$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M_{\xi\chi}(\xi_2) = (S_{\chi A} + S'_{\chi A})(L_2 - \xi_2) - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \times \left(\int_{\xi_2}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - \xi) d\xi_2 + \frac{G_{2u1}(l_{Bb} - \xi)}{2} + \frac{G_{2u2}(l_{Bd} - \xi)}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - \xi_2) \right)$$

и составляет:

- в точке b

$$M_{\xi\chi b} = (S_{\chi A} + S'_{\chi A})(L_2 - l_{Bb}) - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \times \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) \right);$$

- в точке d

$$M_{\xi\chi d} = (S_{\chi A} + S'_{\chi A})(L_2 - l_{Bd}) - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \times \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \frac{G_{2u1}(l_{Bb} - l_{Bd})}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bd}) \right);$$

- в точке B

$$M_{\xi\chi B} = (S_{\chi A} + S'_{\chi A})L_2 - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \times \left(\int_0^{L_2} g_{2p} \xi_2 d\xi_2 + \frac{G_{2u1}l_{Bb} + G_{2u2}l_{Bd}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i} \right).$$

Пара сил R_B , возникающая в шарнире B вследствие наличия поперечной боковой нагрузки в точке B , составляет:

$$R_B = M_{\xi\chi B} / l_{\mu B},$$

где $l_{\mu B}$ - расстояние между проушинами шарнира B .

Расчетная схема металлоконструкции поворотной колонны крана-манипулятора с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при поворотном движении рукояти, приведена на рис. 38. Расчетная схема для определения углового положения действующих на стрелу нагрузок показана на рис. 39. Угловое положение действующих нагрузок определяется двумя углами - μ и ε . Угол μ составляет

$$\mu = \arccos \left(\frac{l_{Be} + l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}{\sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}} \right) + \arctg \left(\frac{l_{Bd}}{l_{de}} \right) - \frac{\pi}{2},$$

а угол ε определяется зависимостью

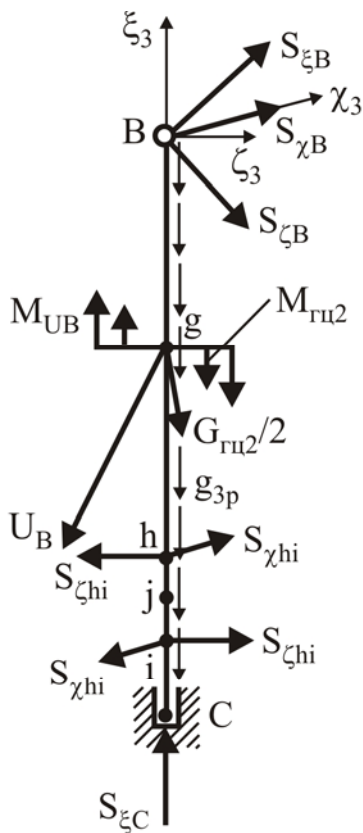


Рис. 38. Расчетная схема приложения нагрузок к металлоконструкции колонны при поворотном движении рукояти

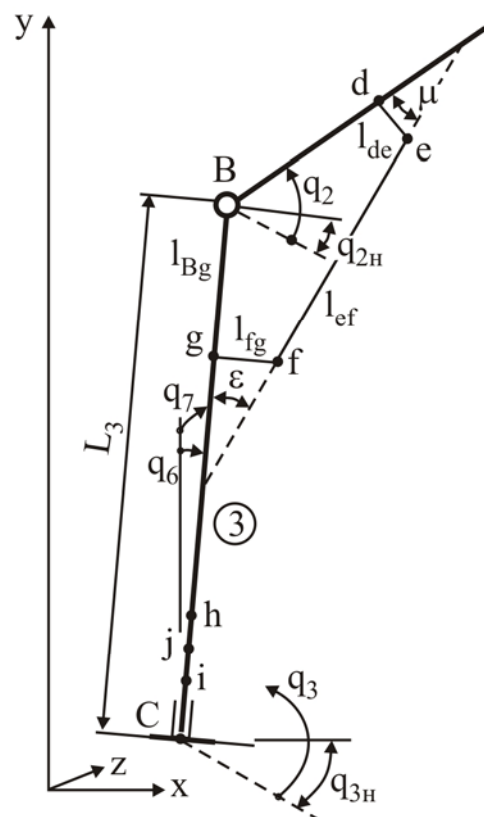


Рис. 39. Расчетная схема для определения углового положения нагрузок, действующих на колонну при движении рукояти

$$\varepsilon = \pi - (q_2 + q_{2H}) - \arctg(l_{Bd} / l_{de}) -$$

$$- \arccos \left(\frac{l_{Be} + l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}{\sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}} \right).$$

Пара сил $S_{\zeta hi}$, создающая восстанавливающий момент в опоре поворотной колонны, определяется из условия равновесия:

$$S_{\zeta hi} l_{hi} = [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] l_{Bj} - U_B (l_{gj} \sin \varepsilon - l_{fg} \cos \varepsilon) +$$

$$+ \left(\int_{l_{Cj}}^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cj}) d\xi_3 + \frac{G_{2u2} l_{gj}}{2} \right) \sin q_6 + \frac{G_{2u2} l_{fg}}{2} \cos q_6.$$

Пара сил $S_{\chi hi}$, создающая восстанавливающий момент в опоре поворотной колонны, определяется из условия равновесия:

$$S_{\chi hi} l_{hi} = -S_{\chi B} l_{Bj} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Cj}}^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cj}) d\xi_3 + \frac{G_{2u2} l_{gj}}{2} \right) \times$$

$$\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Продольная нагрузка в характерных точках поворотной колонны S_{ξ} определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ_3 :

- в точке **B**

$$S_{\xi B(3)} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H});$$

- в точке **g+0**

$$S_{\xi g+0} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) -$$

$$- \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3;$$

- в точке **g-0**

$$S_{\xi g-0} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - U_B \cos \varepsilon -$$

$$- \left(\int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке h

$$\begin{aligned} S_{\xi h} = & S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - U_B \cos \varepsilon - \\ & - \left(\int_{l_{Ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке i

$$\begin{aligned} S_{\xi i} = & S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - U_B \cos \varepsilon - \\ & - \left(\int_{l_{Ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке C

$$\begin{aligned} S_{\xi C} = & S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - U_B \cos \varepsilon - \\ & - \left(\int_0^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка в характерных точках поворотной колонны S_{ζ} определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ζ_3 :

- в точке B

$$S_{\zeta B} = S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H});$$

- в точке $g+0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta g+0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) + \\ & + \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3; \end{aligned}$$

- в точке $g-0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta g-0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) - U_B \sin \varepsilon + \\ & + \left(\int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $h+0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta h+0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) - U_B \sin \varepsilon + \\ & + \left(\int_{l_{Ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $h - 0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta i-0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) - U_B \sin \varepsilon - S_{\zeta hi} + \\ & + \left(\int_{l_{Ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $i + 0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta i-0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) - U_B \sin \varepsilon + S_{\zeta hi} + \\ & + \left(\int_{l_{Ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $i - 0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta i-0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) - U_B \sin \varepsilon + \\ & + \left(\int_{l_{Ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке C

$$\begin{aligned} S_{\zeta C} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) - U_B \sin \varepsilon + \\ & + \left(\int_0^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Поперечная боковая нагрузка в характерных точках поворотной колонны S_{χ} определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_3 :

- в точке $g + 0$

$$\begin{aligned} S_{\chi g+0} = & S_{\chi B} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- точке $g - 0$

$$\begin{aligned} S_{\chi g-0} = & S_{\chi B} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $h + 0$

$$S_{\chi h+0} = S_{\chi B} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке $h-0$

$$S_{\chi h-0} = S_{\chi B} - S_{\chi hi} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке $i+0$

$$S_{\chi i+0} = S_{\chi B} - S_{\chi hi} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке $i-0$

$$S_{\chi i-0} = S_{\chi B} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке C

$$S_{\chi C} = S_{\chi B} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_0^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Изгибающий момент $M_{\xi\zeta}$ в плоскости $\xi_3\zeta_3$ в характерных точках по длине поворотной колонны:

- в точке $g+0$

$$M_{\xi\zeta g+0} = l_{Bg} [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] + \\ + \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cg}) d\xi_3;$$

- в точке $g-0$

$$M_{\xi\zeta g-0} = l_{Bg} [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] + U_B l_{fg} \cos \varepsilon +$$

$$+ \frac{G_{2u2}}{2} l_{fg} \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] +$$

$$+ \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p}(\xi_3 - l_{Cg}) d\xi_3;$$

- в точке h

$$M_{\xi_3 h} = l_{Bh} [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] + [l_{fg} \cos \varepsilon - l_{gh} \sin \varepsilon] U_B +$$

$$+ \frac{G_{2u2}}{2} l_{fg} \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] +$$

$$+ \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Ch}}^{L_3} g_{3p}(\xi_3 - l_{Ch}) d\xi_3;$$

- точке i

$$M_{\xi_3 i} = l_{Bi} [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] + [l_{fg} \cos \varepsilon - l_{gi} \sin \varepsilon] U_B +$$

$$+ \frac{G_{2u2}}{2} l_{fg} \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] +$$

$$+ \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Ci}}^{L_3} g_{3p}(\xi_3 - l_{Ci}) d\xi_3.$$

Изгибающий момент $M_{\xi\chi}$ в плоскости $\xi_3\chi_3$ по длине поворотной колонны ($0 \leq \xi_3 \leq L_3$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M_{\xi\chi} = S_{\chi B} (L_3 - \xi) + \left(\int_{\xi}^{L_3} g_{3p}(\xi_3 - \xi) d\xi_3 + \frac{G_{2u2}(l_{Cg} - \xi)}{2} \right) \times$$

$$\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]$$

и составляет:

- в точке g

$$M_{\xi_3 g} = S_{\chi B} l_{Bg} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p}(\xi_3 - l_{Cg}) d\xi_3 \right) \times$$

$$\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке h

$$M_{\xi_3 h} = S_{\chi B} l_{Bh} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Ch}}^{L_3} g_{3p}(\xi_3 - l_{Ch}) d\xi_3 + \frac{G_{2u2} l_{gh}}{2} \right) \times$$

$$\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right].$$

Тестовые расчеты показали, что наибольшие значения внутренних силовых факторов и, соответственно, напряжений возникают в следующих сечениях: в рукояти – в сечениях A (от нагрузок на рукоять) и A' (от нагрузок на раскос), в стреле – в сечении d , в поворотной колонне – в сечении i . В качестве примера, на рис. 40 приведены результаты моделирования графиков изменения во времени максимальных напряжений в наиболее нагруженных точках металлоконструкции стрелы и рукояти при поворотном движении рукояти, полученные на основе решения системы дифференциальных уравнений (3.2).

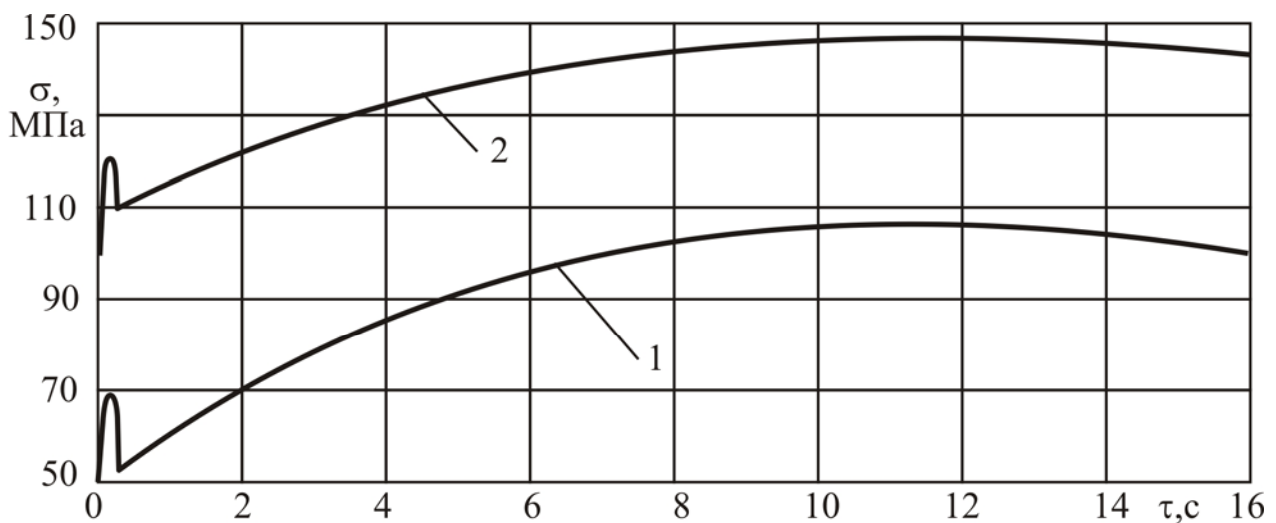


Рис. 40. Графики изменения во времени максимальных значений напряжения в наиболее нагруженных точках металлоконструкции: 1 - в рукояти; 2 - в стреле

Полученные выше расчетные зависимости для оценки величины внутренних силовых факторов в характерных точках металлоконструкции крана-манипулятора позволяют выполнить анализ их изменения в зависимости от угла поворота рукояти и, таким образом, выявить наиболее неблагоприятную конфигурацию крановой установки в процессе отработки движения рукояти, характеризующуюся наибольшими действующими напряжениями.

Продольная нагрузка в точке A рукояти $S_{\xi A}$ достигает своего максимального значения при угле поворота, определяемом угловой координатой $(q_1)_{S_{\xi A}^{\max}}$, которая рассчитывается из условия:

$$\frac{dS_{\xi A}}{dq_1} = 0.$$

Таким образом, значение искомой координаты:

$$(q_1)_{S_{\xi A}}^{\max} = \arctg \left[\frac{|W| \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H})}{G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i}} \right] - \\ - q_2 - q_{1H} - q_{2H} + q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3H}).$$

При отсутствии сосредоточенной горизонтальной ветровой нагрузки, т.е. при $|W| \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) = 0$, максимальное растягивающее значение нагрузки $S_{\xi A}$ достигается при строго вертикальном опущенном положении рукояти, а максимальное сжимающее – при строго вертикальном поднятом ее положении. Нулевое значение нагрузки $S_{\xi A}$ достигается при горизонтальном положении рукояти.

При наличии сосредоточенной горизонтальной ветровой нагрузки, т.е. при $|W| \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \neq 0$, максимальные и нулевое значения нагрузки $S_{\xi A}$ сдвигаются на угол

$$\Delta = \arctg \left[\frac{|W| \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H})}{G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i}} \right].$$

Поперечная нагрузка в точке А рукояти $S_{\zeta A}$ достигает своего максимального значения при угле поворота, определяемом угловой координатой $(q_1)_{S_{\zeta A}}^{\max}$, которая рассчитывается из условия:

$$\frac{dS_{\zeta A}}{dq_1} = 0.$$

Таким образом, значение искомой координаты:

$$(q_1)_{S_{\zeta A}}^{\max} = \frac{\pi}{2} - \arctg \left[\frac{G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i}}{|W| \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H})} \right] - \\ - q_2 - q_{1H} - q_{2H} + q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3H}).$$

При отсутствии сосредоточенной горизонтальной ветровой нагрузки максимальное значение нагрузки $S_{\xi A}$ достигается при горизонтальном положении рукояти. При наличии ветровой нагрузки максимальное значение $S_{\xi A}$ сдвигается на угол

$$\Delta = \pm \arctg \left[\frac{G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta i}}{|W| \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H})} \right].$$

Поперечная боковая нагрузка в точке A рукояти $S_{\chi A}$ не зависит от угла поворота рукояти, сохраняя постоянное значение:

$$S_{\chi A} = |W| \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G + \int_0^{L_1} g_{1p} dl + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta}} G_{\delta i} \right) \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi_1 \zeta_1$ в точке A рукояти $M_{\xi \zeta A}$ достигает своего максимального значения при угле поворота, определяемом угловой координатой $(q_1)_{M_{\xi \zeta A}}^{\max}$, которое может быть определено из условия:

$$\frac{dM_{\xi \zeta A}}{dq_1} = 0.$$

Таким образом, значение искомой координаты:

$$(q_1)_{M_{\xi \zeta A}}^{\max} = \arctg \left[\frac{GL_1 + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta i} \xi_{\delta i}}{|W| L_1 \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H})} \right] - q_2 - q_{1H} - q_{2H} + q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3H}).$$

При отсутствии сосредоточенной горизонтальной ветровой нагрузки максимальное значение изгибающего момента $M_{\xi \zeta A}$ достигается при строго горизонтальном положении рукояти.

При наличии сосредоточенной горизонтальной ветровой нагрузки максимальное значение изгибающего момента $M_{\xi \zeta A}$ сдвигается на угол

$$\Delta = \frac{\pi}{2} - \arctg \left[\frac{GL_1 + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li}}{|W| L_1 \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H})} \right].$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi_1 \chi_1$ в точке A рукояти $M_{\xi \chi A}$ не зависит от угла ее поворота, сохраняя в процессе движения постоянное значение:

$$M_{\xi \chi A}^{\max} = |W| L_1 \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(GL_1 + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 dl + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li} \right) \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

2.5. Динамический и силовой анализ крана-манипулятора при поворотном движении стрелы

Уравнение прямолинейного движения x_2 поршня приводного гидроцилиндра ГЦ2, обеспечивающего поворотное движение стрелы q_2 при воздействии на поршень системы движущих сил $F_{2\partial v}$ и сил сопротивления $F_{2\text{comp}}$, имеет вид:

$$(m_2 + m_{np,2}) \ddot{x}_2 = F_{2\partial v} - F_{2\text{comp}} \quad (10)$$

при начальных условиях:

$$x_2(\tau = 0) = x_{20} \quad (0 \leq x_{20} \leq \Delta x_2); \quad \dot{x}_2(\tau = 0) = 0,$$

где m_2 – масса движущихся частей гидроцилиндра ГЦ2; $m_{np,2}$ – приведенная масса движущихся частей крана.

Приближенно масса движущихся частей ГЦ2 составляет

$$m_2 \approx \rho \frac{\pi d_{ш2}^2}{4} \cdot \frac{l_{ef,к}}{2}.$$

Приведенная масса движущихся частей крана определяется исходя из условия равенства кинетической энергии при линейном движении штока и угловом движении стрелы и рукояти с грузом и выражается соотношением:

$$m_{np,2} = J_{2B} \left[\frac{\dot{q}_2}{\dot{x}_2} \right]^2 =$$

$$= J_{2B} \frac{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))}{l_{Be}^2 l_{Bf}^2 \cos^2(q_2 + q_{2H} - \arctg(l_{de}/l_{Bd}) - \arctg(l_{fg}/l_{Bg}))},$$

где J_{2B} – момент инерции металлоконструкции стрелы, рукояти и груза относительно шарнира B при поворотном движении стрелы.

Движущая сила гидроцилиндра определяется размерами его поршня и разностью давлений рабочей жидкости в рабочей $p_{\max,2}$ и холостой $p_{\min,2}$ полостях:

$$F_{2\delta\epsilon} = \frac{\pi}{4} \left[D_2^2 p_{\max,2} - (D_2^2 - d_{u2}^2) p_{\min,2} \right],$$

а сила сопротивления движению поршня ГЦ2 – силой трения F_{2mp} и суммой приведенных к оси штока внешних эксплуатационных нагрузок (усилием на штоке гидроцилиндра) U_B :

$$F_{2conp} = F_{2mp} + U_B = (1 + k_{2mp}) U_B,$$

где k_{2mp} – коэффициент приведения силы трения к величине усилия на штоке.

На рис. 41 показана система внешних эксплуатационных нагрузок, действующих на рукоять и стрелу в процессе поворотного движения стрелы и определяющих величину усилия на штоке гидроцилиндра U_B . В их число входят:

- сосредоточенный вес груза G ;
- сосредоточенная горизонтальная ветровая нагрузка

$$W = |W| \cos \alpha_w;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила при ускоренном поворотном движении груза

$$T_G = \frac{Gr_G}{g} \ddot{q}_2,$$

где r_G - радиус поворота точки D относительно шарнира B :

$$r_G = \sqrt{L_1^2 + L_2^2 + 2L_1L_2 \sin(q_1 + q_{1H})};$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила при поворотном движении груза

$$F_G = \frac{Gr_G}{g} \dot{q}_2^2;$$

- сосредоточенный вес i -й диафрагмы в рукояти $G_{\delta 1i}$;
- сосредоточенный вес i -й диафрагмы в стреле $G_{\delta 2i}$;

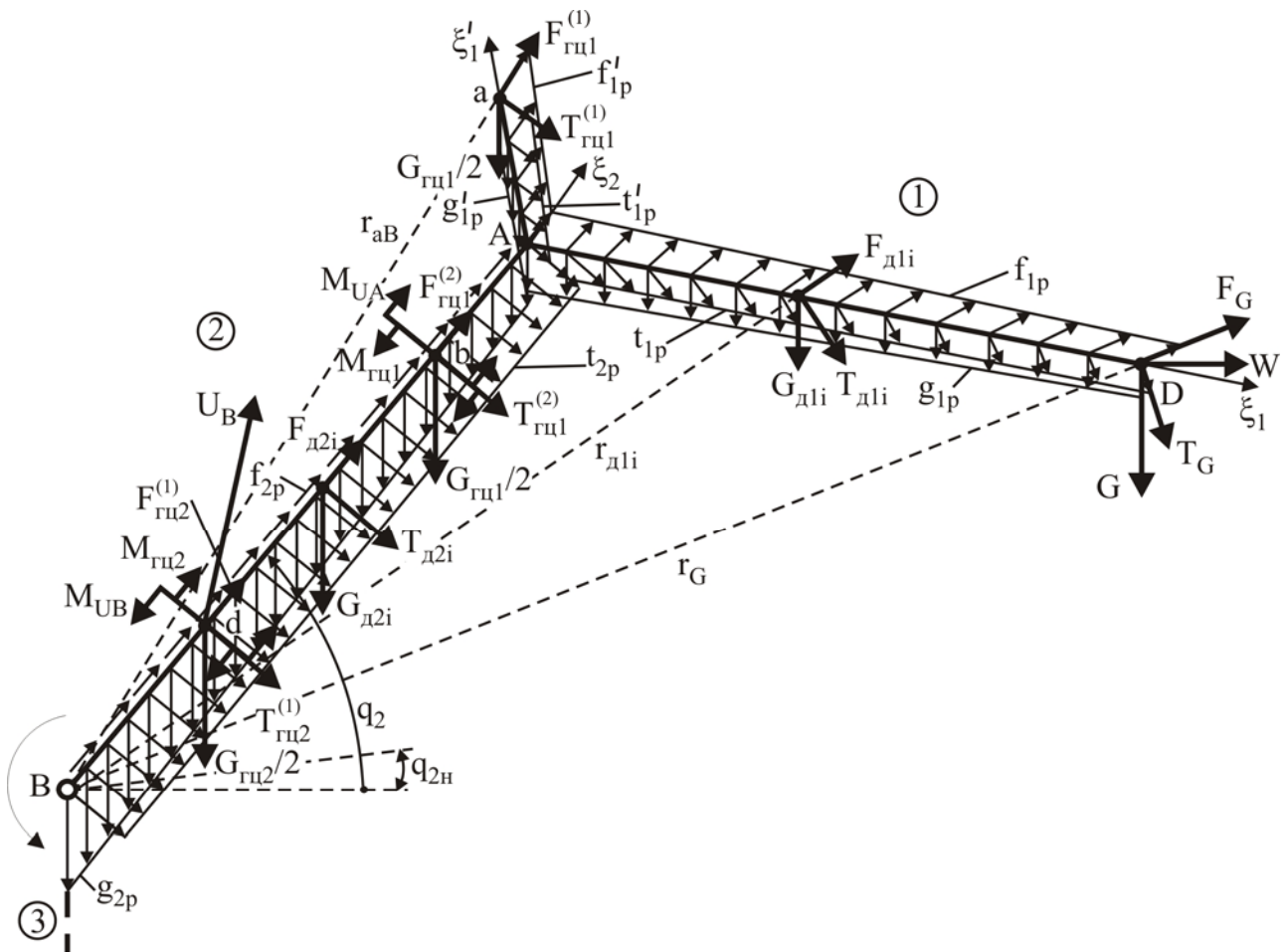


Рис. 41. Система эксплуатационных нагрузок на рукоять и стрелу при поворотном движении стрелы

- сосредоточенный вес гидроцилиндра ГЦ1 $G_{гц1}$;
- сосредоточенный вес гидроцилиндра ГЦ2 $G_{гц2}$;
- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от i -й диафрагмы рукояти при ускоренном поворотном движении стрелы

$$T_{\partial li} = \frac{G_{\partial li} r_{\partial li}}{g} \ddot{q}_2,$$

где $r_{\partial li}$ - радиус поворота точки места расположения i -й диафрагмы рукояти относительно шарнира B :

$$r_{\partial li} = \sqrt{l_{\partial li}^2 + L_2^2 + 2\xi_{\partial li} L_2 \sin(q_1 + q_{1n})},$$

где $\xi_{\partial li}$ - расстояние точки места расположения i -й диафрагмы рукояти относительно шарнира A вдоль направляющей рукояти;

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от i -й диафрагмы стрелы при ее ускоренном поворотном движении

$$T_{\partial 2i} = \frac{G_{\partial 2i} \xi_{\partial 2i}}{g} \ddot{q}_2,$$

где $\xi_{\partial 2i}$ - расстояние точки места расположения i -й диафрагмы стрелы относительно шарнира B вдоль направляющей стрелы;

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от i -й диафрагмы рукояти при поворотном движении стрелы

$$F_{\partial 1i} = \frac{G_{\partial 1i} r_{\partial 1i}}{g} \dot{q}_2^2;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от i -й диафрагмы стрелы при ее поворотном движении

$$F_{\partial 2i} = \frac{G_{\partial 2i} \xi_{\partial 2i}}{g} \dot{q}_2^2;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ1, приложенного к точке a , при ускоренном поворотном движении стрелы

$$T_{zu1}^{(1)} = \frac{G_{zu1} r_{aB}}{2g} \ddot{q}_2,$$

где r_{aB} - радиус поворота точки a относительно шарнира B :

$$r_{aB} = \sqrt{l_{Aa}^2 + L_2^2 + 2l_{Aa}L_2 \sin(q_1 + q_{1n} + \Theta)};$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ1, приложенного к точке b , при ускоренном поворотном движении стрелы

$$T_{zu1}^{(2)} = \frac{G_{zu1} l_{Bb}}{2g} \ddot{q}_2;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ2, приложенного к точке d , при ускоренном поворотном движении стрелы

$$T_{zu2}^{(1)} = \frac{G_{zu2} l_{Bd}}{2g} \ddot{q}_2;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ1, приложенного к точке a , при ускоренном поворотном движении стрелы

$$F_{zu1}^{(1)} = \frac{G_{zu1} r_{aB}}{2g} \dot{q}_2^2;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ1, приложенного к точке b , при ускоренном поворотном движении стрелы

$$F_{zu1}^{(2)} = \frac{G_{zu1} l_{Bb}}{2g} \dot{q}_2^2;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ2, приложенного к точке d , при ускоренном поворотном движении стрелы

$$F_{zu2}^{(1)} = \frac{G_{zu2} l_{Bd}}{2g} \dot{q}_2^2;$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рукояти

$$g_{1p} = \rho g A_1(\xi_1);$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рычага

$$g'_{1p} = \rho g A'_1(\xi'_1);$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции стрелы

$$g_{2p} = \rho g A_2(\xi_2);$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ускоренном поворотном движении стрелы

$$t_{1p} = \frac{g_{1p}}{g} r_{1p} \ddot{q}_2,$$

где r_{1p} - радиус поворота текущего сечения ξ_1 с нагрузкой g_{1p} рукояти относительно шарнира B :

$$r_{1p} = \sqrt{\xi_1^2 + L_2^2 + 2\xi_1 L_2 \sin(q_1 + q_{1H})};$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при ускоренном поворотном движении стрелы

$$t'_{1p} = \frac{g'_{1p}}{g} r'_{1p} \ddot{q}_2,$$

где r'_{1p} - радиус поворота текущего сечения ξ'_1 с нагрузкой g'_{1p} рычага относительно шарнира B :

$$r'_{1p} = \sqrt{\xi_1'^2 + L_2^2 + 2\xi_1' L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)};$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции стрелы при ее ускоренном поворотном движении

$$t_{2p} = \frac{g_{2p}}{g} \xi_2 \ddot{q}_2,$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ускоренном поворотном движении стрелы

$$f_{1p} = \frac{g_{1p}}{g} r_{1p} \dot{q}_2^2;$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при ускоренном поворотном движении стрелы

$$f'_{1p} = \frac{g'_{1p}}{g} r'_{1p} \dot{q}_2^2;$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции стрелы при ее ускоренном поворотном движении

$$f_{2p} = \frac{g_{2p}}{g} \xi_2 \dot{q}_2^2;$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения полувеса гидроцилиндра ГЦ1 к стреле

$$M_{zu1} = \frac{G_{zu1}}{2} l_{bc} \sin \delta,$$

где δ - угол наклона стрелы к горизонтальной плоскости:

$$\delta = q_2 + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н});$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения полувеса гидроцилиндра ГЦ2 к стреле

$$M_{zu2} = \frac{G_{zu2}}{2} l_{de} \sin \delta;$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения усилия гидроцилиндра ГЦ1 к рукояти

$$M_{UA} = U_A l_{bc} \cos \phi;$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения усилия гидроцилиндра ГЦ2 к стреле

$$M_{UB} = U_B l_{de} \cos \mu.$$

На рис. 42 приведена расчетная схема для определения геометрических параметров, определяющих расположение и ориентацию эксплуатационных нагрузок и необходимых для составления уравнения движения стрелы.

Плечо действия сосредоточенной ветровой нагрузки W составляет $h_{yD} = y_D - y_B = [L_2 \sin(q_2 - q_6 + q_{2н}) - L_1 \cos(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1н} + q_{2н})] \cos q_7 - [L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2н}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1н} + q_{2н})] \times [\sin q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) + \sin q_7 \sin(q_3 + q_{3н})]$.

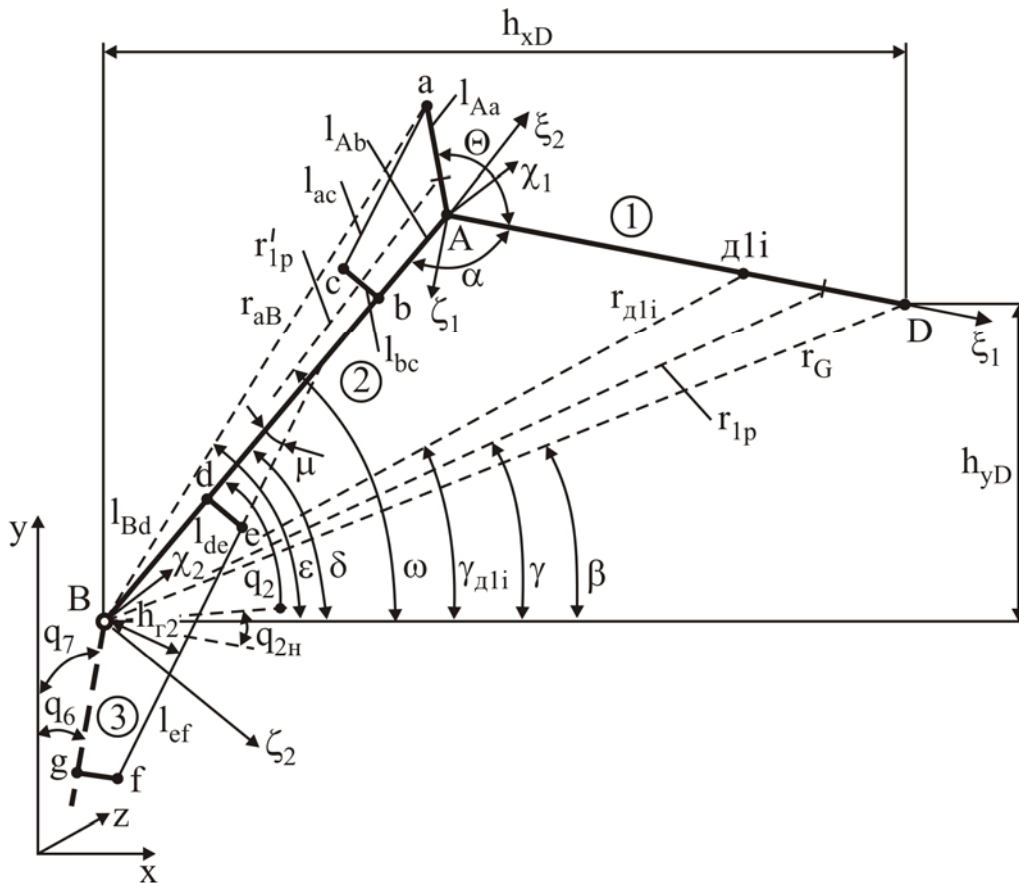


Рис. 42. Расчетная схема для определения углового положения нагрузок, действующих на рукоять и стрелу при поворотном движении стрелы

Плечо действия веса груза G определяется выражением

$$h_{xD} = \sqrt{(x_D - x_B)^2 + (z_D - z_B)^2} =$$

$$= \left\langle \left[L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H}) \right]^2 \cos^2(q_3 + q_{3H}) + \right.$$

$$+ \left\{ \left[L_2 \sin(q_2 - q_6 + q_{2H}) - L_1 \cos(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H}) \right] \sin q_7 + \right.$$

$$\left. \left. + \left[L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H}) \right] \sin(q_3 + q_{3H}) \right\}^2 \right\rangle^{0,5}.$$

Характерные углы, определяющие пространственную ориентацию нагрузок, находятся по следующим зависимостям:

$$\beta = \arctg(h_{yD} / h_{xD});$$

$$\gamma = q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) - \arccos \left(\frac{L_2^2 + r_{1p}^2 - \xi_1^2}{2L_2 r_{1p}} \right);$$

$$\gamma_{dli} = q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) - \arccos \left(\frac{L_2^2 + r_{dli}^2 - \xi_{dli}^2}{2L_2 r_{dli}} \right);$$

$$\varepsilon = q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \arccos\left(\frac{L_2^2 + r_{aB}^2 - l_{Aa}^2}{2L_2 r_{aB}}\right);$$

$$\omega = q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \arccos\left(\frac{L_2^2 + r_{1p}'^2 - \xi_1'^2}{2L_2 r_{1p}'}\right).$$

Из условия равновесия рукояти относительно шарнира B (в плоскости поворотного движения) получим уравнение для определения величины усилия на штоке гидроцилиндра ГЦ2 при поворотном движении стрелы крана-манипулятора:

$$\begin{aligned} U_B h_{\Gamma 2} + M_{UB} = & |W| h_{yD} \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + G h_{xD} + \frac{1}{2} G_{2u1} r_{aB} \cos \varepsilon + \\ & + \frac{1}{2} G_{2u1} l_{Bb} \cos \delta + G r_G + T_{2u1}^{(1)} r_{aB} + T_{2u1}^{(2)} l_{Bb} + T_{2u2}^{(1)} l_{Bd} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta 1i} r_{\delta 1i} \cos \gamma_{\delta 1i} + \\ & + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i} \cos \delta + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} T_{\delta 1i} r_{\delta 1i} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i} + \int_0^{L_1} g_{1p} r_{1p} \cos \gamma d\xi_1 + \\ & + \int_0^{l_{Aa}} g_{1p}' r_{1p}' \cos \omega d\xi_1' + \int_0^{L_2} g_{2p} \xi_2 \cos \delta d\xi_2 + \int_0^{L_1} t_{1p} r_{1p} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} t_{1p}' r_{1p}' d\xi_1' + \int_0^{L_2} t_{2p} \xi_2 d\xi_2 + \\ & + M_{2u2} - M_{2u1}. \end{aligned}$$

После подстановки выражений для нагрузок получим

$$U_B = \frac{1}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} (I_{4,2} \ddot{q}_2 + I_{5,2}),$$

где

$$\begin{aligned} I_{4,2} = & \frac{1}{g} \left\langle G [L_1^2 + L_2^2 + 2L_1 L_2 \sin(q_1 + q_{1H})] + \right. \\ & + \frac{G_{2u1}}{2} [l_{Aa}^2 + L_2^2 + l_{Bb}^2 + 2l_{Aa} L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \frac{G_{2u2}}{2} l_{Bd}^2 + \\ & + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta 1i} [\xi_{\delta 1i}^2 + L_2^2 + 2\xi_{\delta 1i} L_2 \sin(q_1 + q_{1H})] + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i}^2 + \\ & + \rho g \left\{ \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) [\xi_1^2 + L_2^2 + 2\xi_1 L_2 \sin(q_1 + q_{1H})] d\xi_1 + \int_0^{L_2} A_2(\xi_2) \xi_2^2 d\xi_2 + \right. \\ & \left. + \int_0^{l_{Aa}} A_1'(\xi_1') [\xi_1'^2 + L_2^2 + 2\xi_1' L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] d\xi_1' \right\} \rangle; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_{5,2} = & \mathbf{G}h_{xD} + \frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} \left[\sqrt{l_{Aa}^2 + L_2^2 + 2l_{Aa}L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)} \cos \varepsilon + \right. \\
 & + |W|h_{yD} \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + l_{Bb} \cos \delta - l_{bc} \sin \delta \left. \right] + \frac{\mathbf{G}_{2u2}}{2} l_{de} \sin \delta + \\
 & + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} \mathbf{G}_{\delta 1i} \sqrt{\xi_{\delta 1i}^2 + L_2^2 + 2\xi_{\delta 1i}L_2 \sin(q_1 + q_{1H})} \cos \gamma_{\delta 1i} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i} \cos \delta + \\
 & + \rho \mathbf{g} \left[\int_0^{L_1} A_1(\xi_1) \sqrt{\xi_1^2 + L_2^2 + 2\xi_1L_2 \sin(q_1 + q_{1H})} \cos \gamma d\xi_1 + \int_0^{L_2} A_2(\xi_2) \xi_2 \cos \delta d\xi_2 + \right. \\
 & \left. + \int_0^{l_{Aa}} A_1'(\xi_1') \sqrt{\xi_1'^2 + L_2^2 + 2\xi_1'L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)} \cos \omega d\xi_1' \right].
 \end{aligned}$$

где A_2 – площадь поперечного сечения стрелы; $\xi_{\delta 2i}$ – расстояние i -й диафрагмы стрелы от шарнира B ; $i_{\delta 2}$ – число диафрагм в стреле.

С учетом зависимостей для определения действующих нагрузок уравнение (10) движения поршня гидроцилиндра ГЦ2 примет вид:

$$(m_2 + m_{np,2}) [I_{2,2}(\dot{q}_2)^2 + I_{1,2}\ddot{q}_2] = F_{\delta\delta} - \frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} (I_{4,2}\ddot{q}_2 + I_{5,2}).$$

Преобразуя данное уравнение, получим обыкновенное дифференциальное уравнение 2 порядка:

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_2 = & \frac{1}{\frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} I_{4,2} + (m_2 + m_{np,2}) I_{1,2}} \times \\
 & \times \left[F_{2\delta\delta} - (m_2 + m_{np,2}) I_{2,2}(\dot{q}_2)^2 - \frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} I_{5,2} \right].
 \end{aligned}$$

Окончательно, движение поршня гидроцилиндра ГЦ2 определяется решением системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка

$$\begin{cases} \frac{dq_2}{d\tau} = u_2 \\ \frac{du_2}{d\tau} = \frac{1}{\frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} I_{4,2} + (m_2 + m_{np,2}) I_{1,2}} \times \\ \quad \times \left[F_{2\delta\delta} - (m_2 + m_{np,2}) I_{2,2} u_2^2 - \frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} I_{5,2} \right] \end{cases} \quad (11)$$

при начальных условиях

$$q_2(\tau = 0) = q_{20} \quad (0 \leq q_{20} \leq \Delta q_2); \quad u_2(\tau = 0) = 0 \quad (12)$$

и ограничениях:

- максимального ускорения поворота, учитывая величину тягового усилия гидроцилиндра ГЦ2 согласно принципа Даламбера

$$\frac{du_2}{d\tau} \leq (\ddot{q}_2)_{\max} = \frac{1}{I_{4,2}} \left[\frac{F_{2\delta b}}{1 + k_{2mp}} (h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu) - I_{5,2} \right]; \quad (13)$$

- максимальной скорости поворота с учетом наибольшего возможного расхода рабочей жидкости через гидроцилиндр ГЦ2

$$u_2 \leq \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{4Q_{\Gamma 2}^{ex} \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2н} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}}{\pi D_2^2 l_{Be} l_{Bf} \cos \left[q_2 + q_{2н} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]} \\ \frac{4Q_{\Gamma 2}^{bix} \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2н} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}}{\pi (D_2^2 - d_{ш2}^2) l_{Be} l_{Bf} \cos \left[q_2 + q_{2н} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]} \end{array} \right. \quad (14)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (11) с начальными условиями (12) был использован численный метод Рунге-Кутта 4-го порядка. Алгоритм метода был модифицирован с целью учета в процедуре расчетов ограничений (13) и (14).

На рис. 43 приведены результаты моделирования движения стрелы совместно с рукоятью, полученные из решения системы дифференциальных уравнений (11).

Для характерных сечений металлоконструкции крана-манипулятора, указанных в п. 2.4, ниже приведены расчетные соотношения для оценки внутренних силовых факторов и напряжений в зависимости от угловой координаты q_2 при фиксированных значениях остальных координат - q_1, q_3, q_6, q_7 .

Расчетная схема металлоконструкции рукояти с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при поворотном движении стрелы, приведена на рис. 44.

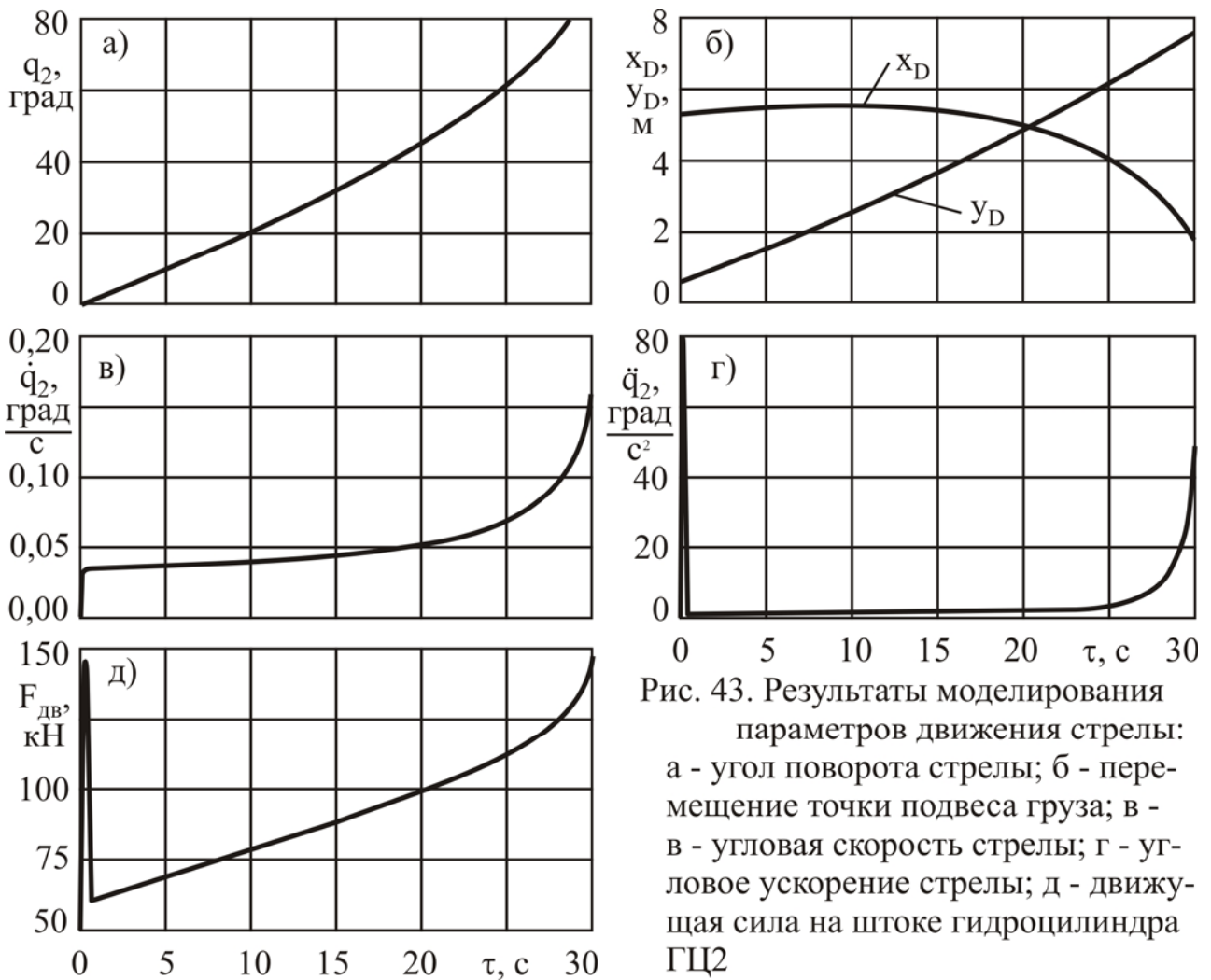


Рис. 43. Результаты моделирования параметров движения стрелы: а - угол поворота стрелы; б - перемещение точки подвеса груза; в - угловая скорость стрелы; г - угловое ускорение стрелы; д - движущая сила на штоке гидроцилиндра ГЦ2

Расчетная схема для определения углового положения действующих нагрузок показана на рис 45. Характерные углы, определяющие пространственную ориентацию нагрузок и внутренних силовых факторов, находятся по следующим зависимостям:

$$\eta_D = q_1 + q_{1H} + \arccos \left(\frac{L_2 + L_1 \sin(q_1 + q_{1H})}{\sqrt{L_2^2 + L_1^2 + 2L_2L_1 \sin(q_1 + q_{1H})}} \right);$$

$$\eta_{\partial li} = q_1 + q_{1H} + \arccos \left(\frac{L_2 + \xi_{\partial li} \sin(q_1 + q_{1H})}{\sqrt{L_2^2 + \xi_{\partial li}^2 + 2L_2\xi_{\partial li} \sin(q_1 + q_{1H})}} \right);$$

$$\eta = q_1 + q_{1H} + \arccos \left(\frac{L_2 + \xi_1 \sin(q_1 + q_{1H})}{\sqrt{L_2^2 + \xi_1^2 + 2L_2\xi_1 \sin(q_1 + q_{1H})}} \right);$$

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \left[q_1 + q_{1H} + \arccos \left(\frac{L_2 + \xi_1 \sin(q_1 + q_{1H})}{\sqrt{L_2^2 + \xi_1^2 + 2L_2\xi_1 \sin(q_1 + q_{1H})}} \right) \right];$$

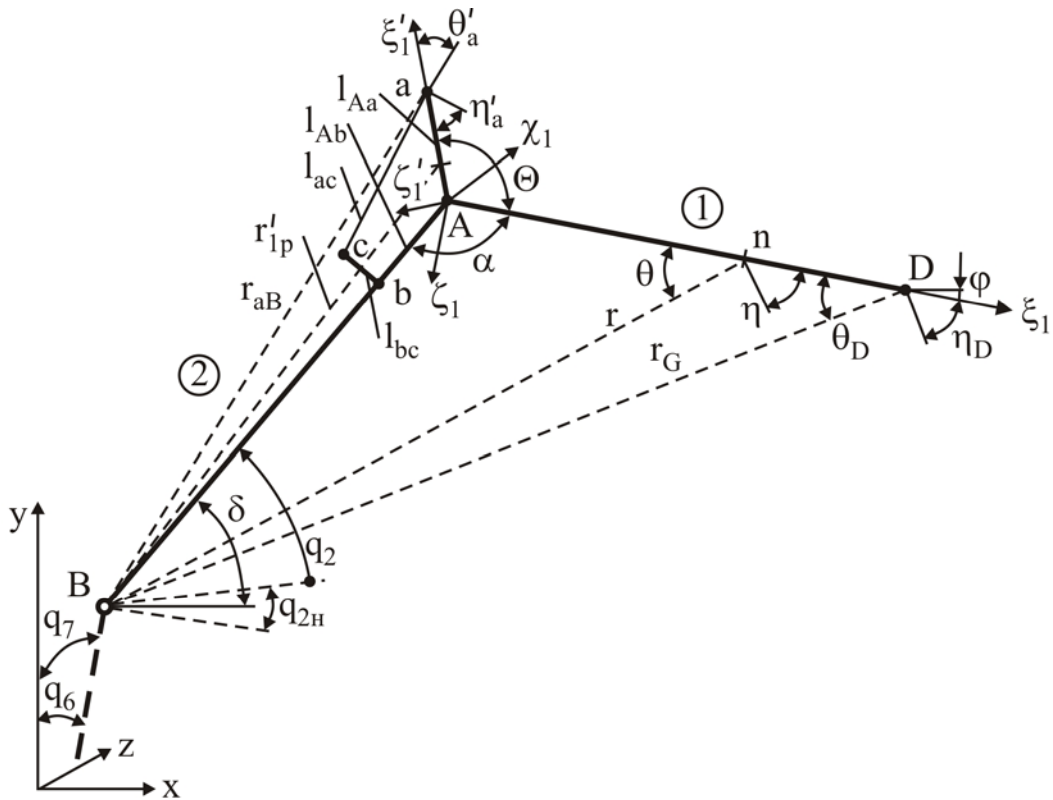


Рис. 45. Расчетная схема для определения углового положения нагрузок, действующих на рукоять при поворотном движении стрелы

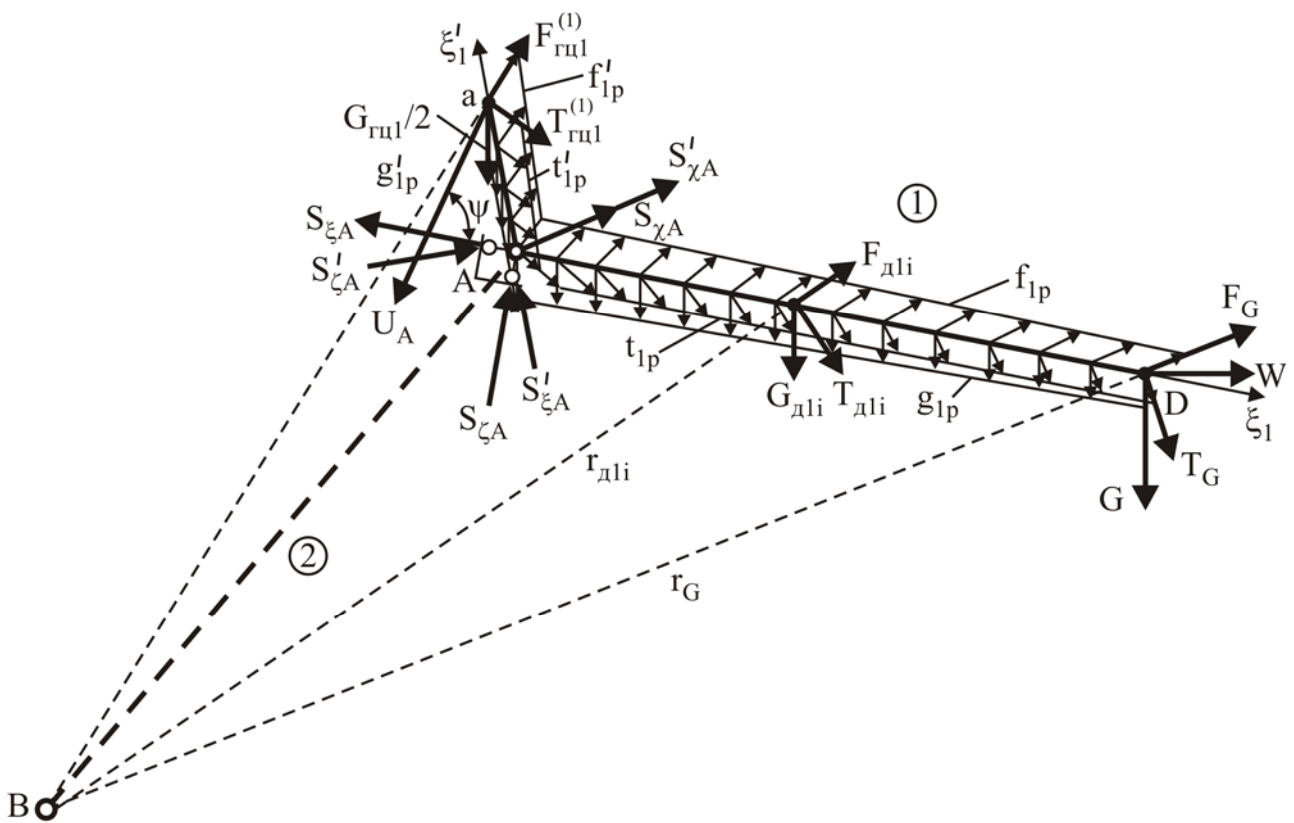


Рис. 44. Расчетная схема приложения нагрузок к рукояти при поворотном движении стрелы

$$\begin{aligned} \theta_{\partial li} &= \frac{\pi}{2} - \left[q_1 + q_{1H} + \arccos \left(\frac{L_2 + \xi_{\partial li} \sin(q_1 + q_{1H})}{\sqrt{L_2^2 + \xi_{\partial li}^2 + 2L_2 \xi_{\partial li} \sin(q_1 + q_{1H})}} \right) \right] \\ \theta_D &= \frac{\pi}{2} - \left[q_1 + q_{1H} + \arccos \left(\frac{L_2 + L_1 \sin(q_1 + q_{1H})}{\sqrt{L_2^2 + L_1^2 + 2L_2 L_1 \sin(q_1 + q_{1H})}} \right) \right]; \\ \eta' &= \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{\xi'_1 + L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}{\sqrt{\xi_1'^2 + L_2^2 + 2\xi'_1 L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}} \right); \\ \eta'_a &= \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{l_{Aa} + L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}{\sqrt{l_{Aa}^2 + L_2^2 + 2l_{Aa} L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}} \right); \\ \theta' &= \arccos \left(\frac{\xi'_1 + L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}{\sqrt{\xi_1'^2 + L_2^2 + 2\xi'_1 L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}} \right); \\ \theta'_a &= \arccos \left(\frac{l_{Aa} + L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}{\sqrt{l_{Aa}^2 + L_2^2 + 2l_{Aa} L_2 \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}} \right); \\ \varphi &= 0,5\pi - [q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]. \end{aligned}$$

Для рассмотрения равновесия отдельно рукояти приложим удерживающую силу U_A , создаваемую гидроцилиндром ГЦ1. Ее величина определяется из условия равновесия рукояти:

$$\begin{aligned} U_A l_{Aa} \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2 - l_{Ac}^2}{2l_{Aa} l_{ac}} \right) \right] &= \left(GL_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li} + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 \right) \times \\ &\times \sin [q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ &+ \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ &\times \sin [q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta] - \\ &- |W| L_1 \cos [q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ &\times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + (T_G \sin \eta_D - F_G \sin \theta_D) L_1 + (T_{2u1}^{(1)} \sin \eta'_a + F_{2u1}^{(1)} \sin \theta'_a) l_{Aa} + \\ &+ \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \xi'_1 \sin \theta' d\xi'_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} (T_{\partial li} \xi_{\partial li} \sin \eta_{\partial li} - F_{\partial li} \xi_{\partial li} \sin \theta_{\partial li}). \end{aligned}$$

Продольная нагрузка в точке A рукояти $S_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ_1 :

$$\begin{aligned} S_{\xi A} = & |W| \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ & \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + G \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ & + T_G \cos \eta_D + F_G \sin \eta_D + \int_0^{L_1} f_{1p} \sin \eta d\xi_1 + \int_0^{L_1} t_{1p} \cos \eta d\xi_1 + \\ & + \left(\int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 \right) \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ & + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} \{ G_{\delta li} \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ & + T_{\delta li} \cos \eta_{\delta li} + F_{\delta li} \sin \eta_{\delta li} \}. \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка в точке A рукояти $S_{\zeta A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ζ_1 :

$$\begin{aligned} S_{\zeta A} = & G \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ & - |W| \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \\ & + \left(\int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 \right) \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ & - \int_0^{L_1} f_{1p} \cos \eta d\xi_1 + \int_0^{L_1} t_{1p} \sin \eta d\xi_1 + T_G \sin \eta_D - F_G \cos \eta_D + \\ & + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} \{ G_{\delta li} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ & + T_{\delta li} \sin \eta_{\delta li} - F_{\delta li} \cos \eta_{\delta li} \}. \end{aligned}$$

Поперечная боковая нагрузка в точке A рукояти $S_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_1 :

$$\begin{aligned} S_{\chi A} = & -|W| \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta li} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Изгибающий момент $M_{\xi\zeta}$ в плоскости $\xi_1\zeta_1$ рукояти по ее длине ($0 \leq \xi_1 \leq L_1$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M_{\xi\zeta}(\xi_1) = \left(G(L_1 - \xi_1) + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1 i}(\xi_{\partial 1 i} - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} g_{1p}(\xi - \xi_1) d\xi \right) \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ - |W|(L_1 - \xi_1) \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + (T_G \sin \eta_D - F_G \sin \theta_D)(L_1 - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} t_{1p}(\xi - \xi_1) \sin \eta d\xi - \\ - \int_{\xi_1}^{L_1} f_{1p}(\xi - \xi_1) \sin \theta d\xi + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \{ T_{\partial 1 i}(\xi_{\partial 1 i} - \xi_1) \sin \eta_{\partial 1 i} - F_{\partial 1 i}(\xi_{\partial 1 i} - \xi_1) \sin \theta_{\partial 1 i} \}.$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M_{\xi\zeta A} = \left(GL_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1 i} \xi_{\partial 1 i} + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 \right) \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ - |W|L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + (T_G \sin \eta_D - F_G \sin \theta_D)L_1 + \int_0^{L_1} t_{1p} \xi_1 \sin \eta d\xi_1 - \\ - \int_0^{L_1} f_{1p} \xi_1 \sin \theta d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \{ T_{\partial 1 i} \xi_{\partial 1 i} \sin \eta_{\partial 1 i} - F_{\partial 1 i} \xi_{\partial 1 i} \sin \theta_{\partial 1 i} \}.$$

Изгибающий момент $M_{\xi\chi}$ в плоскости $\xi_1\chi_1$ рукояти по ее длине ($0 \leq \xi_1 \leq L_1$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M_{\xi\chi}(\xi_1) = - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G(L_1 - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} g_{1p}(\xi - \xi_1) d\xi + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1 i}(\xi_{\partial 1 i} - \xi_1) \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ - |W|(L_1 - \xi_1) \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M_{\xi\chi A} = -|W|L_1 \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] -$$

$$-\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(GL_1 + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta 1 i} \xi_{\delta 1 i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Продольная нагрузка в точке A рычага $S'_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ'_1 :

$$S'_{\xi A} = -U_A \frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2 - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}} + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \cos \theta' d\xi'_1 - \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \cos \eta' d\xi'_1 + F_{zu1}^{(1)} \cos \theta'_a - \\ - T_{zu1}^{(1)} \cos \eta'_a + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{zu1}}{2} \right) \times \\ \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta].$$

Поперечная нагрузка в точке A рычага $S'_{\zeta A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ζ'_1 :

$$S'_{\zeta A} = -U_A \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2 - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}} \right) \right] + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \sin \eta' d\xi'_1 + \\ + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \sin \theta' d\xi'_1 + F_{zu1}^{(1)} \sin \theta'_a + T_{zu1}^{(1)} \sin \eta'_a + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{zu1}}{2} \right) \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta].$$

Поперечная боковая нагрузка в точке A рычага $S'_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_1 :

$$S'_{\chi A} = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{zu1}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Изгибающий момент $M'_{\xi\zeta}$ в плоскости $\xi'_1\zeta'_1$ по длине рычага ($0 \leq \xi'_1 \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi\zeta}(\xi'_1) = -U_A (l_{Aa} - \xi'_1) \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] + \\ + \int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} t'_{1p} \xi'_1 \sin \eta' d\xi'_1 + \int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} f'_{1p} \xi'_1 \sin \theta' d\xi'_1 + (T_{zu1}^{(1)} \sin \eta'_a + F_{zu1}^{(1)} \sin \theta'_a) (l_{Aa} - \xi'_1) +$$

$$+ \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta] \times \\ \times \left(\int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2u1}(l_{Aa} - \xi'_1)}{2} \right).$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M'_{\xi\xi A} = -U_A l_{Aa} \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \xi'_1 \sin \eta' d\xi'_1 + \\ + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \xi'_1 \sin \theta' d\xi'_1 + \left(T_{2u1}^{(1)} \sin \eta'_a + F_{2u1}^{(1)} \sin \theta'_a \right) l_{Aa} + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta].$$

Изгибающий момент $M'_{\xi\chi}$ в плоскости $\xi'_1\chi'_1$ по длине рычага ($0 \leq \xi'_1 \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi\chi}(\xi'_1) = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3н})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3н})|} \left(\int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right]$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M'_{\xi\chi A} = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3н})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3н})|} \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right].$$

Пара сил R_A , возникающая в шарнире A вследствие наличия поперечной боковой нагрузки в точке A , составляет:

$$R_A = (M'_{\xi\chi A} + M'_{\xi\xi A}) / l_{шA}.$$

Расчетная схема металлоконструкции стрелы крана-манипулятора с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при ее поворотном движении, приведена на рис. 46. Расчетная схема для определения углового положения действующих на стрелу нагрузок показана на рис 37.

Пара сил, вызванная внецентренным приложением усилия U_A к стреле, определяется выражением:

$$M_{UA} = U_A l_{bc} \cos \phi.$$

Усилие на штоке гидроцилиндра ГЦ2 U_B определяется из уравнения равновесия сил, приложенных к стреле, относительно шарнира B :

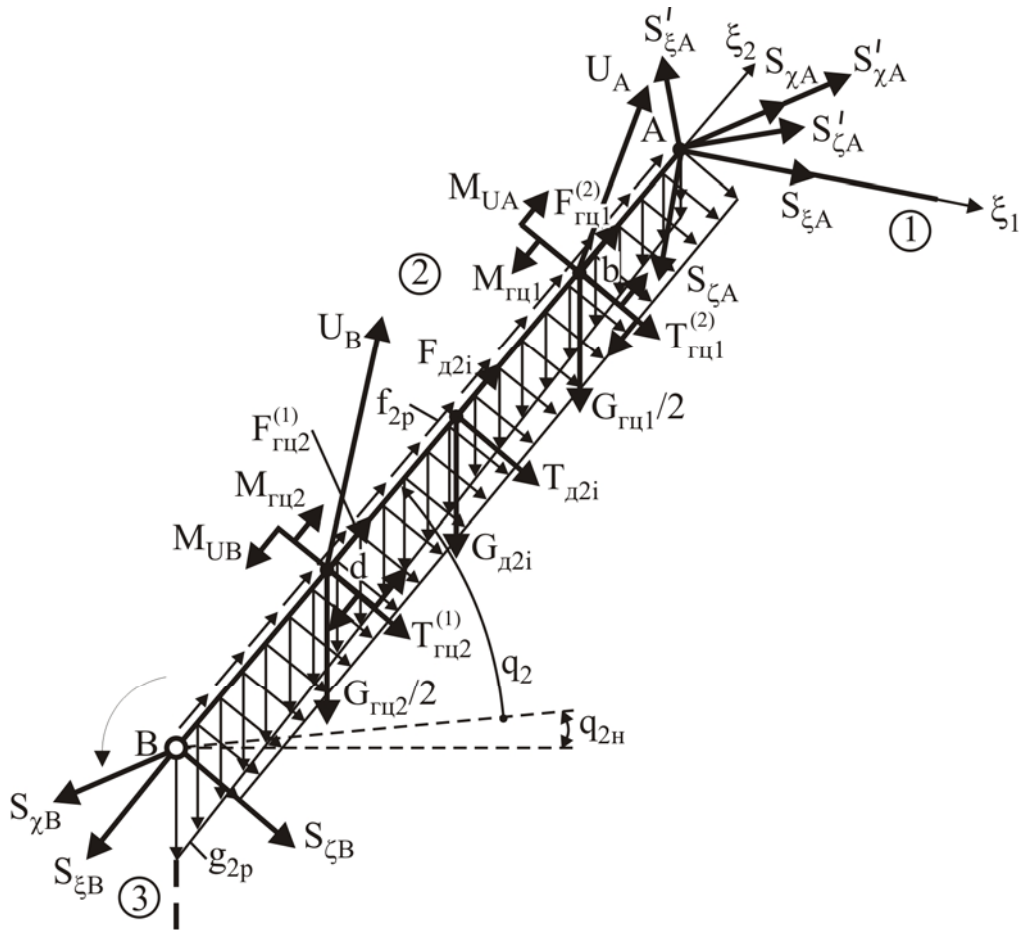


Рис. 46. Расчетная схема приложения нагрузок к металлоконструкции стрелы при ее поворотном движении

$$\begin{aligned}
 U_B(l_{Bd} \sin \mu + l_{de} \cos \mu) &= L_2 [S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \\
 + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] &+ \int_0^{L_2} t_{2p} \xi_2 d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\zeta 2}} T_{\zeta 2i} \xi_{\zeta 2i} + \\
 + \frac{T_{\zeta 21}^{(2)} l_{Bb} + T_{\zeta 22}^{(1)} l_{Bd}}{2} + M_{\zeta 22} - M_{\zeta 21} - U_A(l_{Bb} \sin \phi - l_{bc} \cos \phi) &+ \\
 + \left(\frac{G_{\zeta 21} l_{Bb} + G_{\zeta 22} l_{Bd}}{2} + \int_0^{L_2} g_{2p} \xi_2 d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\zeta 2}} G_{\zeta 2i} \xi_{\zeta 2i} \right) &\times \\
 \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]. &
 \end{aligned}$$

Продольная нагрузка в характерных точках стрелы S_{ξ} определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ_2 :

- в точке A

$$\begin{aligned}
 S_{\xi A(2)} &= S_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H}) - S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) - \\
 &- S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta);
 \end{aligned}$$

- в точке $b + 0$

$$\begin{aligned}
 & \mathbf{S}_{\xi b+0} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) - \\
 & \quad - \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{F}_{\partial 2i} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 - \\
 & \quad - \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{G}_{\partial 2i} \right) \sin[\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H} - \mathbf{q}_6 \cos(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H}) - \mathbf{q}_7 \sin(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H})]; \\
 & \quad - \text{в точке } \mathbf{b} - 0 \\
 & \mathbf{S}_{\xi b-0} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) - \\
 & \quad - \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{F}_{\partial 2i} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 + \mathbf{U}_A \cos \phi - \\
 & \quad - \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{G}_{\partial 2i} \right) \sin[\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H} - \mathbf{q}_6 \cos(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H}) - \mathbf{q}_7 \sin(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H})]; \\
 & \quad - \text{в точке } \mathbf{d} + 0 \\
 & \mathbf{S}_{\xi d+0} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) - \\
 & \quad - \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{F}_{\partial 2i} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 + \mathbf{U}_A \cos \phi - \\
 & \quad - \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{G}_{\partial 2i} \right) \sin[\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H} - \mathbf{q}_6 \cos(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H}) - \mathbf{q}_7 \sin(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H})]; \\
 & \quad - \text{в точке } \mathbf{d} - 0 \\
 & \mathbf{S}_{\xi d-0} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) - \\
 & \quad - \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \mathbf{F}_{2u2}^{(1)} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{F}_{\partial 2i} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 + \mathbf{U}_A \cos \phi + \\
 & \quad + \mathbf{U}_B \cos \mu - \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1} + \mathbf{G}_{2u2}}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{G}_{\partial 2i} \right) \times \\
 & \quad \times \sin[\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H} - \mathbf{q}_6 \cos(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H}) - \mathbf{q}_7 \sin(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H})]; \\
 & \quad - \text{в точке } \mathbf{B} \\
 & \mathbf{S}_{\xi B} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) - \\
 & \quad - \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \mathbf{F}_{2u2}^{(1)} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} \mathbf{F}_{\partial 2i} + \int_0^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 + \mathbf{U}_A \cos \phi +
 \end{aligned}$$

$$+ U_B \cos \mu - \left(\frac{G_{2u1} + G_{2u2}}{2} + \int_0^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\ \times \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})].$$

Поперечная нагрузка в характерных точках стрелы S_{ζ} определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ζ_2 :

- в точке A

$$S_{\zeta A(2)} = S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta);$$

- в точке $b+0$

$$S_{\zeta b-0} = S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \int_{l_{Bb}}^{L_2} t_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} +$$

$$+ \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $b-0$

$$S_{\zeta b-0} = S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + T_{2u1}^{(2)} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} t_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} - U_A \sin \phi +$$

$$+ \left(\frac{G_{2u1}}{2} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $d+0$

$$S_{\zeta d+0} = S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + T_{2u1}^{(2)} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} t_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} - U_A \sin \phi +$$

$$+ \left(\frac{G_{2u1}}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $d-0$

$$S_{\zeta d-0} = S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) +$$

$$\begin{aligned}
 & + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + T_{zu1}^{(2)} + T_{zu2}^{(1)} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} t_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} - U_A \sin \phi - \\
 & - U_B \sin \mu + \left(\frac{G_{zu1} + G_{zu2}}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})].
 \end{aligned}$$

- в точке B

$$\begin{aligned}
 S_{\zeta B} & = S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + T_{zu1}^{(2)} + T_{zu2}^{(1)} + \int_0^{L_2} t_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} - U_A \sin \phi - \\
 & - U_B \sin \mu + \left(\frac{G_{zu1} + G_{zu2}}{2} + \int_0^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})].
 \end{aligned}$$

Поперечная боковая нагрузка в характерных точках стрелы $S_{\chi B}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_2 :

- в точке A

$$S_{\chi A(2)} = S_{\chi A} + S'_{\chi A};$$

- в точке $b+0$

$$\begin{aligned}
 S_{\chi b+0} & = S_{\chi A} + S'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\
 & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];
 \end{aligned}$$

- в точке $b-0$

$$\begin{aligned}
 S_{\chi b-0} & = S_{\chi A} + S'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{zu1}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\
 & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];
 \end{aligned}$$

- в точке $d+0$

$$\begin{aligned}
 S_{\chi d+0} & = S_{\chi A} + S'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \frac{G_{zu1}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\
 & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];
 \end{aligned}$$

- в точке $d-0$

$$\mathbf{S}_{\chi d-0} = \mathbf{S}_{\chi A} + \mathbf{S}'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \frac{\mathbf{G}_{zu1} + \mathbf{G}_{zu2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке B

$$\mathbf{S}_{\chi B} = \mathbf{S}_{\chi A} + \mathbf{S}'_{\chi A} + \left(\int_0^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \frac{\mathbf{G}_{zu1} + \mathbf{G}_{zu2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Изгибающий момент $M_{\xi\zeta}$ в плоскости $\xi_2\zeta_2$ в характерных точках стрелы:

- в точке $b+0$

$$M_{\xi\zeta b+0} = l_{Ab} \left[\mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \right. \\ \left. + \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) \right] + \int_{l_{Bb}}^{L_2} t_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) + \\ + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) \right) \times \\ \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $b-0$

$$M_{\xi\zeta b-0} = l_{Ab} \left[\mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \right. \\ \left. + \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) \right] + \int_{l_{Bb}}^{L_2} t_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) - M_{zu1} + \\ + M_{UA} + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) \right) \times \\ \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $d+0$

$$M_{\xi\zeta d+0} = (L_2 - l_{Bd}) \left[\mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \right. \\ \left. + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) \right] + \int_{l_{Bd}}^{L_2} t_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 +$$

$$\begin{aligned}
 & + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} T_{\partial 2 i}(\xi_{\partial 2 i} - l_{Bd}) - U_A l_{bd} \sin \phi - M_{2\alpha 1} + M_{UA} + \\
 & + \left(\frac{G_{2\alpha 1}(l_{Bb} - l_{Bd})}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2 i}(\xi_{\partial 2 i} - l_{Bd}) \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];
 \end{aligned}$$

- в точке d - 0

$$\begin{aligned}
 M_{\xi \zeta d-0} = & (L_2 - l_{Bd}) [S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \int_{l_{Bd}}^{L_2} t_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} T_{\partial 2 i}(\xi_{\partial 2 i} - l_{Bd}) + M_{2\alpha 2} - \\
 & - M_{2\alpha 1} + M_{UA} - M_{UB} - U_A l_{bd} \sin \phi + \frac{T_{2\alpha 1}^{(2)}(l_{Bb} - l_{Bd})}{2} + \\
 & + \left(\frac{G_{2\alpha 1}(l_{Bb} - l_{Bd})}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2 i}(\xi_{\partial 2 i} - l_{Bd}) \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})].
 \end{aligned}$$

Изгибающий момент $M_{\xi \chi}$ в плоскости $\xi_2 \chi_2$ в характерных точках стрелы:

- в точке b

$$\begin{aligned}
 M_{\xi \chi b} = & (S_{\chi A} + S'_{\chi A}) l_{Ab} - \\
 & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \times \\
 & \times \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2 i}(\xi_{\partial 2 i} - l_{Bb}) \right);
 \end{aligned}$$

- в точке d

$$\begin{aligned}
 M_{\xi \chi d} = & (S_{\chi A} + S'_{\chi A})(L_2 - l_{Bd}) - \\
 & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \times \\
 & \times \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \frac{G_{2\alpha 1}(l_{Bb} - l_{Bd})}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2 i}(\xi_{\partial 2 i} - l_{Bd}) \right);
 \end{aligned}$$

- в точке B

$$M_{\xi \chi B} = (S_{\chi A} + S'_{\chi A}) L_2 -$$

$$-\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \times \\ \times \left(\int_0^{L_2} g_{2p} \xi_2 d\xi_2 + \frac{G_{2u1} l_{Bb} + G_{2u2} l_{Bd}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{d2}} G_{d2i} \xi_{d2i} \right).$$

Пара сил R_B , возникающая в шарнире B вследствие наличия поперечной боковой нагрузки в точке B , составляет:

$$R_A = M_{\xi\chi B} / l_{uB}.$$

Расчетная схема металлоконструкции поворотной колонны крана-манипулятора с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при поворотном движении стрелы, аналогична приведенной на рис. 38 для случая поворотного движения рукояти. Соответственно, расчетная схема для определения углового положения действующих на стрелу нагрузок совпадает с показанной на рис 39.

Внутренние силовые факторы в характерных точках металлоконструкции поворотной колонны (продольные нагрузки $S_{\xi B(3)}, S_{\xi g+0}, S_{\xi g-0}, S_{\xi h}, S_{\xi i}, S_{\xi C}$; продольные нагрузки $S_{\zeta B(3)}, S_{\zeta g+0}, S_{\zeta g-0}, S_{\zeta h+0}, S_{\zeta h-0}, S_{\zeta i+0}, S_{\zeta i-0}, S_{\zeta C}$; поперечные боковые нагрузки $S_{\chi g+0}, S_{\chi g-0}, S_{\chi h+0}, S_{\chi h-0}, S_{\chi i+0}, S_{\chi i-0}, S_{\chi C}$; изгибающие моменты $M_{\xi\zeta g+0}, M_{\xi\zeta g-0}, M_{\xi\zeta h}, M_{\xi\zeta i}, M_{\xi\zeta g}, M_{\xi\zeta h}$) в случае поворотного движения стрелы могут быть найдены по тем же зависимостям, что и в рассмотренном выше в п. 2.4 случае поворотного движения рукояти.

Тестовые расчеты показали, что наибольшие значения внутренних силовых факторов и, соответственно, напряжений возникают в следующих сечениях: в рукояти – в сечениях A (от нагрузок на рукоять) и A' (от нагрузок на раскос), в стреле – в сечении d , в поворотной колонне – в сечении i . В качестве примера, на рис. 47 приведены результаты моделирования графиков изменения во времени максимальных напряжений в наиболее нагруженных точках металлоконструкции стрелы и рукояти при поворотном движении стрелы вместе с рукоятью, полученные на основе решения системы дифференциальных уравнений (3.7).

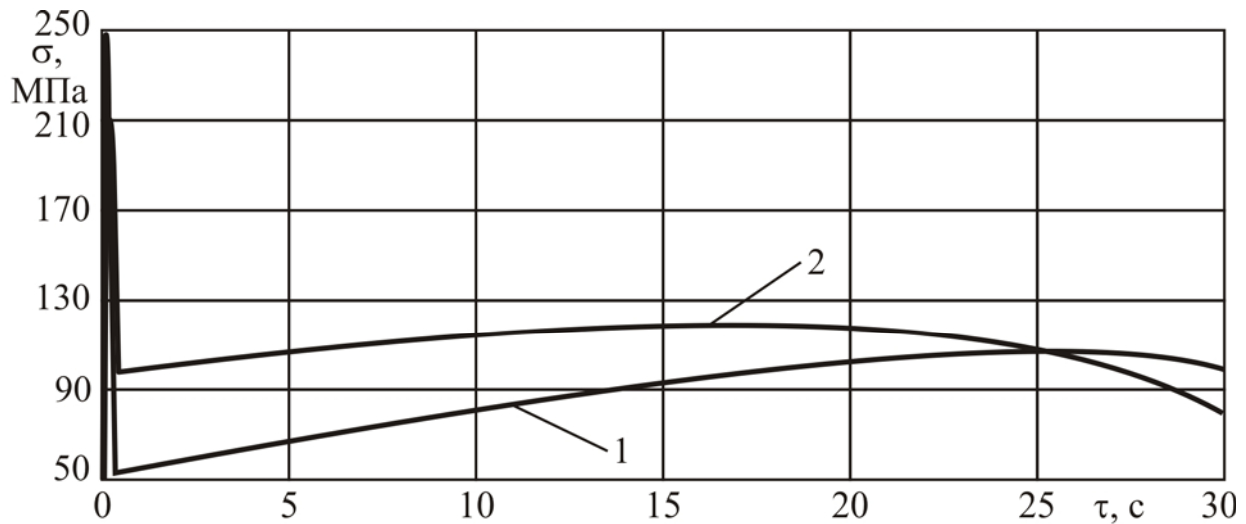


Рис. 47. Графики изменения во времени максимальных значений напряжения в наиболее нагруженных точках металлоконструкции при поворотном движении стрелы: 1 - в рукоятки; 2 - в стреле

2.6. Динамический и силовой анализ крана-манипулятора при поворотном движении колонны

Приводной гидродвигатель, обеспечивающий возвратно-поворотное движение колонны крана-манипулятора совместно со стрелой и рукоятью, конструктивно представляет собой двух- или четырехпоршневой гидродвигатель. Уравнение прямолинейного движения x_3 поршня приводного гидроцилиндра ГЦЗ, обеспечивающего поворотное движение колонны q_3 при воздействии на поршень системы движущих сил $F_{3дв}$ и сил сопротивления $F_{3сопр}$, имеет вид:

$$(m_3 + m_{np,3})\ddot{x}_3 = F_{3дв} - F_{3сопр} \quad (15)$$

при начальных условиях:

$$x_3(\tau = 0) = x_{30} \quad (0 \leq x_{30} \leq \Delta x_3); \quad \dot{x}_3(\tau = 0) = 0,$$

где m_3 – масса движущихся частей гидродвигателя ГЦЗ; $m_{np,3}$ – приведенная масса движущихся частей крана.

Приближенно масса движущихся частей ГЦЗ составляет

$$m_3 \approx \rho n_{дв} \frac{\pi d_{ш3}^2}{4} h_{ГЗ} \Delta q_3.$$

Приведенная масса движущихся частей крана определяется исходя из условия равенства кинетической энергии при линейном движении штока гидродвигателя и угловом движении колонны совместно со стрелой, рукоятью и перемещаемым грузом и выражается соотношением:

$$m_{np,3} = J_{3C} \left[\frac{\dot{q}_3}{\dot{x}_3} \right]^2 = J_{3C} / h_{Г3}^2.$$

Движущая сила гидродвигателя ГЦ3 определяется размерами его поршня и разностью давлений рабочей жидкости в рабочей $p_{max,3}$ и холостой $p_{min,3}$ полостях:

$$F_{3\partialв} = n_{\partialв} \frac{\pi}{4} \left[D_3^2 p_{max,3} - (D_3^2 - d_{ш3}^2) p_{min,3} \right],$$

а сила сопротивления движению поршня ГЦ3 – силой трения F_{3mp} и суммой приведенных к оси штока внешних эксплуатационных нагрузок (усилием на штоке гидроцилиндра) U_C :

$$F_{3сопр} = F_{3mp} + U_C = (1 + k_{3mp}) U_C,$$

где $n_{\partialв}$ - число гидроцилиндров в конструкции поворотного гидродвигателя; k_{3mp} – коэффициент приведения силы трения к величине усилия на штоке гидроцилиндра поворотного гидродвигателя ГЦ3.

На рис. 48 показана система внешних эксплуатационных нагрузок, действующих на металлоконструкцию крана-манипулятора и груз в процессе поворотного движения колонны. В их число входят:

- сосредоточенный вес груза G ;
- сосредоточенная горизонтальная ветровая нагрузка

$$W = |W| \cos \alpha_w;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила при ускоренном поворотном движении груза

$$T_G = \frac{Gr_G}{g} \ddot{q}_3;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила при поворотном движении груза

$$F_G = \frac{Gr_G}{g} \dot{q}_3^2;$$

- сосредоточенный вес i -й диафрагмы рукояти $G_{\partial 1i}$;
- сосредоточенный вес i -й диафрагмы стрелы $G_{\partial 2i}$;
- сосредоточенный вес гидроцилиндра ГЦ1 $G_{2ц1}$;
- сосредоточенный вес гидроцилиндра ГЦ2 $G_{2ц2}$;
- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от i -й диафрагмы рукояти при ускоренном поворотном движении колонны

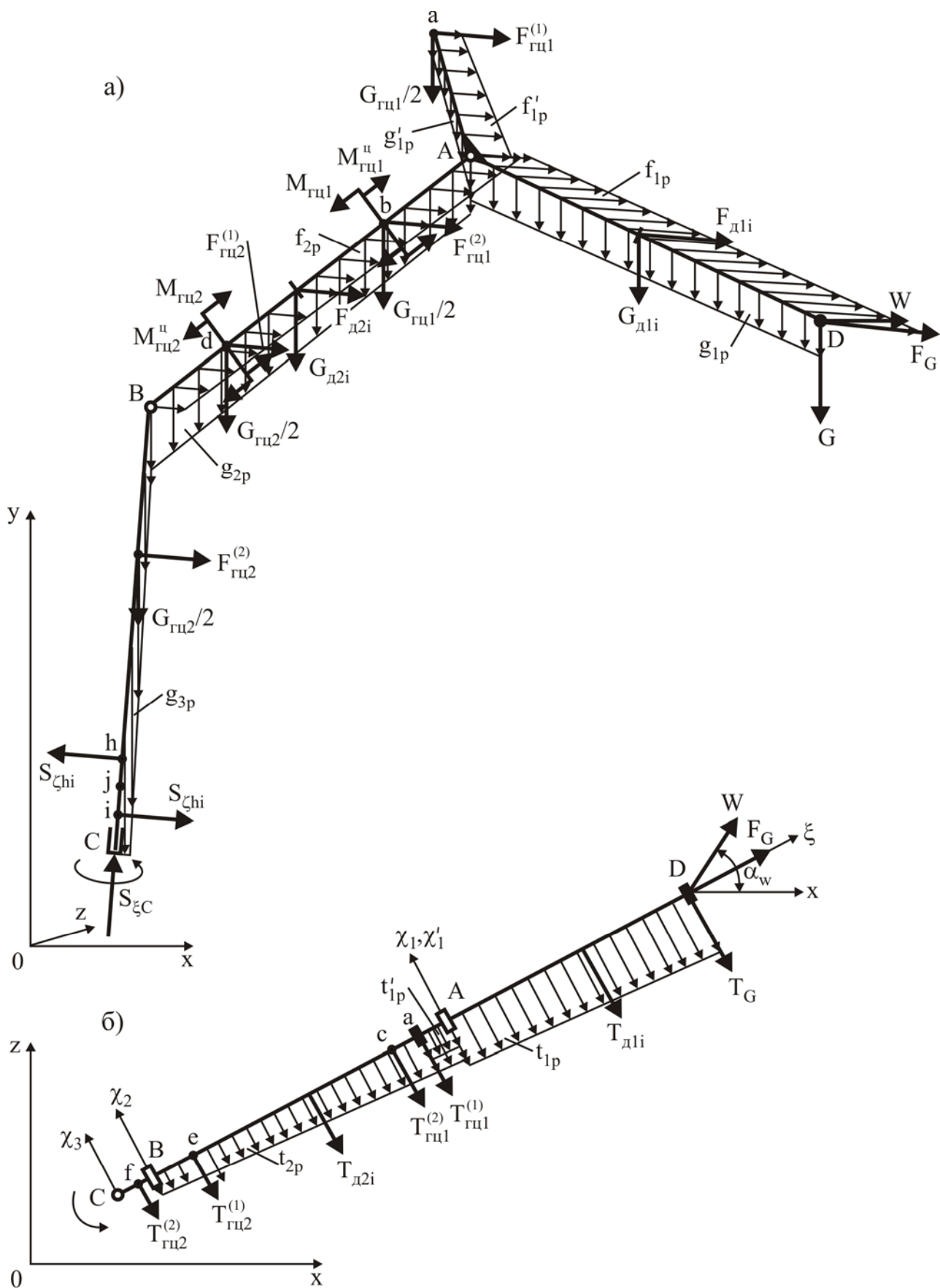


Рис. 48. Система эксплуатационных нагрузок на рукоять и стрелу при поворотном движении колонны: а - в плоскости xOy ; б - в плоскости xOz

$$T_{\partial 1 i} = \frac{G_{\partial 1 i} r_{\partial 1 i}}{g} \ddot{q}_3;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от i -й диафрагмы стрелы при ускоренном поворотном движении колонны

$$T_{\partial 2 i} = \frac{G_{\partial 2 i} r_{\partial 2 i}}{g} \ddot{q}_3;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от i -й диафрагмы рукояти при поворотном движении колонны

$$F_{\partial 1 i} = \frac{G_{\partial 1 i} r_{\partial 1 i}}{g} \dot{q}_3^2;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от i -й диафрагмы стрелы при поворотном движении колонны

$$F_{\partial 2 i} = \frac{G_{\partial 2 i} r_{\partial 2 i}}{g} \dot{q}_3^2;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ1, приложенного к точке a , при ускоренном поворотном движении колонны

$$T_{2\psi 1}^{(1)} = \frac{G_{2\psi 1} r_{aC}}{2g} \ddot{q}_3;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ1, приложенного к точке c , при ускоренном поворотном движении колонны

$$T_{2\psi 1}^{(2)} = \frac{G_{2\psi 1} r_{cC}}{2g} \ddot{q}_3;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ2, приложенного к точке e , при ускоренном поворотном движении колонны

$$T_{2\psi 2}^{(1)} = \frac{G_{2\psi 2} r_{cE}}{2g} \ddot{q}_3;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ2, приложенного к точке f , при ускоренном поворотном движении колонны

$$T_{2\psi 2}^{(2)} = \frac{G_{2\psi 2} l_{fg}}{2g} \ddot{q}_3;$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ1, приложенного к точке a , при ускоренном поворотном движении колонны

$$F_{zu1}^{(1)} = \frac{G_{zu1} r_{aC}}{2g} \dot{q}_3^2;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ1, приложенного к точке c , при ускоренном поворотном движении колонны

$$F_{zu1}^{(2)} = \frac{G_{zu1} r_{Cc}}{2g} \dot{q}_3^2;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ2, приложенного к точке e , при ускоренном поворотном движении колонны

$$F_{zu2}^{(1)} = \frac{G_{zu2} r_{Ce}}{2g} \dot{q}_3^2;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от полувеса гидроцилиндра ГЦ2, приложенного к точке f , при ускоренном поворотном движении колонны

$$F_{zu2}^{(2)} = \frac{G_{zu2} l_{fg}}{2g} \dot{q}_3^2;$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рукояти

$$g_{1p} = \rho g A_1(\xi_1);$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рычага

$$g'_{1p} = \rho g A'_1(\xi'_1);$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции стрелы

$$g_{2p} = \rho g A_2(\xi_2);$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции колонны

$$g_{3p} = \rho g A_3(\xi_3);$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ускоренном поворотном движении колонны

$$t_{1p} = \frac{g_{1p}}{g} r_{1p} \ddot{q}_3;$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при ускоренном поворотном движении колонны

$$t'_{1p} = \frac{g'_{1p}}{g} r'_{1p} \ddot{q}_3;$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции стрелы при ускоренном поворотном движении колонны

$$t_{2p} = \frac{g_{2p}}{g} r_{2p} \ddot{q}_3;$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ускоренном поворотном движении колонны

$$f_{1p} = \frac{g_{1p}}{g} r_{1p} \dot{q}_3^2;$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при ускоренном поворотном движении колонны

$$f'_{1p} = \frac{g'_{1p}}{g} r'_{1p} \dot{q}_3^2;$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции стрелы при ускоренном поворотном движении колонны

$$f_{2p} = \frac{g_{2p}}{g} r_{2p} \dot{q}_3^2;$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения полувеса гидроцилиндра ГЦ1 к стреле

$$M_{zu1} = \frac{G_{zu1}}{2} l_{bc} \sin \delta;$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения полувеса гидроцилиндра ГЦ2 к стреле

$$M_{zu2}^{(1)} = \frac{G_{zu2}}{2} l_{de} \sin \delta;$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения полувеса гидроцилиндра ГЦ2 к поворотной колонне

$$M_{zu2}^{(2)} = \frac{G_{zu2}}{2} l_{fg} \cos[q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3н})];$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения центробежной силы от полувеса гидроцилиндра ГЦ1 к стреле при ускоренном поворотном движении колонны:

$$M_{zu1}^u = F_{zu1}^{(2)} l_{bc} \cos(q_2 + q_{2н});$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения центробежной силы от полувеса гидроцилиндра ГЦ2 к стреле при ускоренном поворотном движении колонны:

$$M_{zu2}^u = F_{zu2}^{(1)} l_{de} \cos(q_2 + q_{2H});$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения к стреле усилия от гидроцилиндра ГЦ1

$$M_{UA} = U_A l_{bc} \cos \phi;$$

- изгибающий момент от внецентренного приложения к стреле усилия от гидроцилиндра ГЦ2

$$M_{UB} = U_B l_{de} \cos \mu;$$

- момент трения в опорном узле поворотной колонны (подшипнике скольжения), вызываемый наличием опорных реакций $S_{\xi C}$, $S_{\zeta hi}$ и $S_{\chi hi}$

$$M_C^{mp} = 0,5 \mu_{mp} D_3 S_{\xi C} + \mu_{mp} (D_3 - 2\delta_{cm3}) \sqrt{S_{\zeta hi}^2 + S_{\chi hi}^2},$$

где μ_{mp} - коэффициент трения скольжения; D_3 , δ_{cm3} - наружный диаметр и толщина стенки колонны; $S_{\xi C}$ - продольное опорное усилие; $S_{\zeta hi}$, $S_{\chi hi}$ - пары сил, образующие восстанавливающие моменты в плоскостях $\xi_3 \zeta_3$ и $\xi_3 \chi_3$ соответственно.

Названные опорные реакции определяются следующими зависимостями:

$$S_{\xi C} = \left(G + G_{zy} + G_{zu1} + G_{zu2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1i}} G_{\partial 1i} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2i}} G_{\partial 2i} + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi' + \int_0^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \int_0^{L_3} g_{3p} d\xi_3 \right) \cos q_7;$$

$$\begin{aligned} S_{\zeta hi} l_{hi} = & Gr_{Gj} + |W| h_{Wj} \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + F_G h_{Gj} + F_{zu1}^{(1)} h_{aj} + F_{zu1}^{(2)} h_{bj} + \\ & + F_{zu2}^{(1)} h_{dj} + F_{zu2}^{(2)} h_{gj} + \frac{1}{2} G_{zu1} (r_{aj} + r_{bj}) + \frac{1}{2} G_{zu2} (r_{dj} + r_{gj}) + M_{zu1}^u - M_{zu1} - M_{zu2}^u + \\ & + M_{zu2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1i} r_{\partial 1ij} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i} r_{\partial 2ij} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} F_{\partial 1i} h_{\partial 1ij} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} F_{\partial 2i} h_{\partial 2ij} + \int_0^{L_1} g_{1p} r_{1pj} d\xi_1 + \\ & + \int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} r'_{1pj} d\xi'_1 + \int_0^{L_2} g_{2p} r_{2pj} d\xi_2 + \int_0^{L_1} f_{1p} h_{1pj} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} h'_{1pj} d\xi'_1 + \int_0^{L_2} f_{2p} h_{2pj} d\xi_2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S_{\chi hi} l_{hi} = & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left[G h_{Gj} + \frac{1}{2} G_{zu1} (h_{aj} + h_{bj}) + \frac{1}{2} G_{zu2} (h_{dj} + l_{gj}) + \right. \\
 & + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta 1i} h_{\delta 1ij} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} h_{\delta 2ij} + \int_0^{L_1} g_{1p} h_{1pj} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} h'_{1pj} d\xi'_1 + \int_0^{L_2} g_{2p} h_{2pj} d\xi_2 + \\
 & \left. + \int_0^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cj}) d\xi_3 \right] \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + T_G h_{Gj} + \\
 & + T_{zu1}^{(1)} h_{aj} + T_{zu1}^{(2)} h_{bj} + T_{zu2}^{(1)} h_{dj} + T_{zu2}^{(2)} l_{gj} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} T_{\delta 1i} h_{\delta 1ij} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} h_{\delta 2ij} + \int_0^{L_1} t_{1p} h_{1pj} d\xi_1 + \\
 & + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} h'_{1pj} d\xi'_1 + \int_0^{L_2} t_{2p} h_{2pj} d\xi_2 + \int_0^{L_3} t_{3p} (\xi_3 - l_{Cj}) d\xi_3 - |W| h_{Wj} \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}).
 \end{aligned}$$

В приведенных выше зависимостях для расчета величины действующих эксплуатационных нагрузок используются следующие обозначения характерных геометрических параметров расчетной схемы поворотного движения колонны (рис. 49):

- угол наклона рукояти к горизонтальной плоскости xOz

$$\varphi = \pi / 2 - (q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H});$$

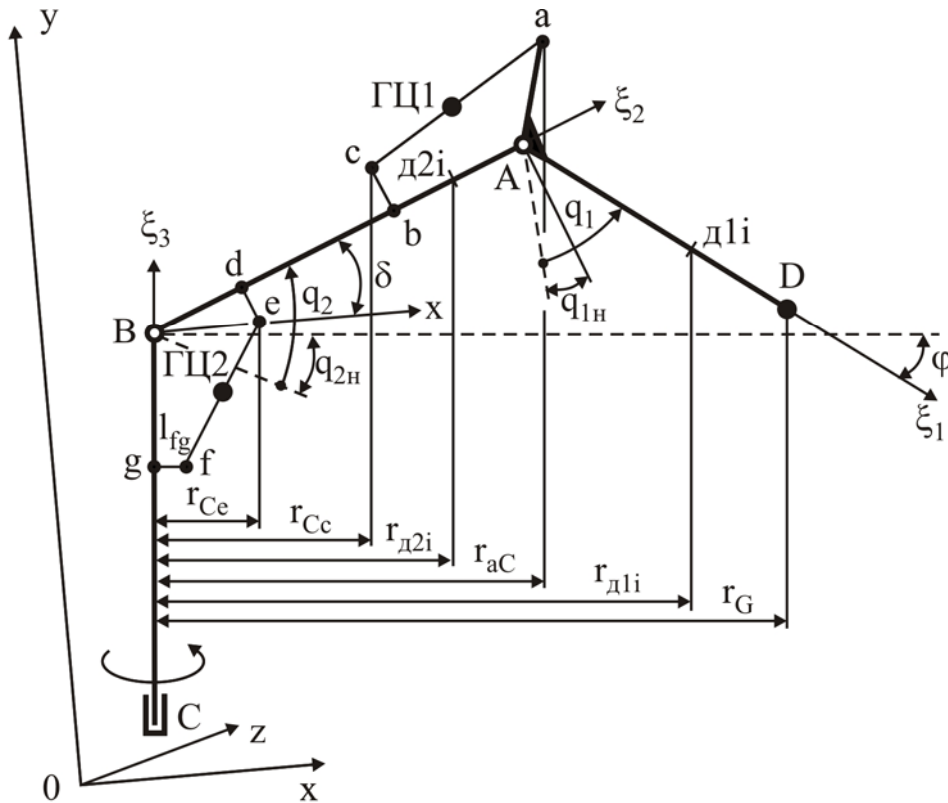


Рис. 49. Расчетная схема для определения углового положения нагрузок, действующих на металлоконструкцию крана-манипулятора при поворотном движении колонны

- угол наклона стрелы к горизонтальной плоскости xOz

$$\delta = q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H});$$

- радиус поворота точки подвеса груза D относительно оси вращения шарнира C (продольной оси поворотной колонны крана):

$$r_G = L_2 \cos(q_2 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H});$$

- радиус поворота точки места расположения i -й диафрагмы рукояти относительно оси вращения шарнира C :

$$r_{\partial i} = L_2 \cos(q_2 + q_{2H}) + \xi_{\partial i} \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H});$$

- радиус поворота точки места расположения i -й диафрагмы стрелы относительно оси вращения шарнира C :

$$r_{\partial 2i} = \xi_{\partial 2i} \cos(q_2 + q_{2H});$$

- радиус поворота точки a относительно оси вращения шарнира C :

$$r_{aC} = L_2 \cos(q_2 + q_{2H}) + l_{Aa} \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} + \Theta);$$

- радиус поворота точки c относительно оси вращения шарнира C :

$$r_{Cc} = l_{Bb} \cos(q_2 + q_{2H}) - l_{bc} \sin(q_2 + q_{2H});$$

- радиус поворота точки e относительно оси вращения шарнира C :

$$r_{Ce} = l_{Bd} \cos(q_2 + q_{2H}) + l_{de} \sin(q_2 + q_{2H});$$

- радиус поворота текущего сечения ξ_1 с нагрузкой g_{1p} рукояти относительно оси вращения шарнира C :

$$r_{1p} = L_2 \cos(q_2 + q_{2H}) + \xi_1 \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H});$$

- радиус поворота текущего сечения ξ'_1 с нагрузкой g'_{1p} рычага относительно оси вращения шарнира C :

$$r'_{1p} = L_2 \cos(q_2 + q_{2H}) + \xi'_1 \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} + \Theta);$$

- радиус поворота текущего сечения ξ_2 с нагрузкой g_{2p} стрелы относительно оси вращения шарнира C :

$$r_{2p} = \xi_2 \cos(q_2 + q_{2H});$$

- характерные размеры, определяющие величину опорных реакций поворотной колонны:

$$\begin{aligned} h_{Wj} = & [L_2 \sin(q_2 - q_6 + q_{2H}) - L_1 \cos(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H})] \cos q_7 - \\ & - [L_2 \cos(q_2 - q_6 + q_{2H}) + L_1 \sin(q_1 + q_2 - q_6 + q_{1H} + q_{2H})] \times \\ & \times [\sin q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + \sin q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ & + l_{Bj} \cos[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

$$h_{Gj} = l_{Bj} + L_2 \sin(q_2 + q_{2H}) - L_1 \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H});$$

$$h_{aj} = l_{Bj} + L_2 \sin(q_2 + q_{2H}) + l_{Aa} \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} + \theta);$$

$$\begin{aligned}
 h_{bj} &= l_{Bj} + l_{Bb} \sin(q_2 + q_{2H}); \\
 h_{dj} &= l_{Bj} + l_{Bd} \sin(q_2 + q_{2H}); \\
 h_{gj} &= (l_{Bj} - l_{Bg}) \sin(q_2 + q_{2H}); \\
 h_{\delta 1ij} &= l_{Bj} + L_2 \sin(q_2 + q_{2H}) - \xi_{\delta 1i} \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H}); \\
 h_{\delta 2ij} &= l_{Bj} + \xi_{\delta 2i} \sin(q_2 + q_{2H}); \\
 h_{1pj} &= l_{Bj} + L_2 \sin(q_2 + q_{2H}) - \xi_1 \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H}); \\
 h'_{1pj} &= l_{Bj} + L_2 \sin(q_2 + q_{2H}) - \xi'_1 \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} + \Theta); \\
 h_{2pj} &= l_{Bj} + \xi_2 \sin(q_2 + q_{2H}); \\
 r_{Gj} &= l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + L_2 \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + L_1 \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \\
 r_{aj} &= l_{Aa} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta] + \\
 &\quad + L_2 \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \\
 r_{bj} &= l_{Bb} \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \\
 r_{dj} &= l_{Bd} \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \\
 r_{gj} &= l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) + q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \\
 r_{\delta 1ij} &= l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + L_2 \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + \xi_{\delta 1i} \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \\
 r_{\delta 2ij} &= l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + \xi_{\delta 2i} \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \\
 r_{1pj} &= l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + L_2 \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + \xi_1 \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \\
 r'_{1pj} &= l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + L_2 \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\
 &\quad + \xi'_1 \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta];
 \end{aligned}$$

$$r_{2ij} = l_{Bj} \sin[q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ + \xi_2 \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})].$$

После подстановки выражений для нагрузок получим окончательное выражение для расчета момента трения в опорном узле поворотной колонны с учетом действующих на металлоконструкцию крана опрокидывающих нагрузок:

$$M_C^{mp} = I_{6,3} \dot{q}_3^2 + I_{7,3},$$

где

$$I_{6,3} = \mu_{mp} \frac{D_3 - 2\delta_{cm3}}{gl_{hi}} \left\{ Gr_G h_{Gj} + \frac{G_{zu1}}{2} [r_{aC} h_{aj} + r_{Cc} h_{bj} + r_{Cc} l_{bc} \cos(q_2 + q_{2H})] + \right. \\ \left. + \frac{G_{zu2}}{2} [r_{Ce} h_{dj} + l_{fg} h_{gj} - r_{Ce} l_{de} \cos(q_2 + q_{2H})] + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta 1i} r_{\delta 1i} h_{\delta 1ij} + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} r_{\delta 2i} h_{\delta 2ij} + \int_0^{L_1} g_{1p} r_{1p} h_{1pj} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} r'_{1p} h'_{1pj} d\xi'_1 + \int_0^{L_2} g_{2p} r_{2p} h_{2pj} d\xi_2 \right\}; \\ I_{7,3} = \mu_{mp} \left\{ \frac{D_3}{2} S_{\xi C} + \frac{D_3 - 2\delta_{cm3}}{l_{hi}} [Gr_{Gj} + |W| h_{Wj} \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} G_{zu1} (r_{aj} + r_{bj}) + \frac{1}{2} G_{zu2} (r_{dj} + r_{gj}) - M_{zu1} + M_{zu2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} G_{\delta 1i} r_{\delta 1ij} + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} r_{\delta 2ij} + \int_0^{L_1} g_{1p} r_{1pj} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} r'_{1pj} d\xi'_1 + \int_0^{L_2} g_{2p} r_{2pj} d\xi_2 \right\}.$$

Из условия равновесия колонны (совместно с рукоятью и стрелой) относительно шарнира C получим уравнение для определения величины усилия на штоке гидродвигателя ГЦЗ при поворотном движении колонны крана-манипулятора:

$$n_{\delta 6} U_C h_{\Gamma 3} = [T_G - |W| \sin(q_3 + q_{3H} - \alpha_w)] r_G + T_{zu1}^{(1)} r_{aC} + T_{zu1}^{(2)} r_{Cc} + T_{zu2}^{(1)} r_{Ce} + \\ + T_{zu2}^{(2)} l_{gf} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1}} T_{\delta 1i} r_{\delta 1i} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} r_{\delta 2i} + \int_0^{L_1} t_{1p} r_{1p} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} r'_{1p} d\xi'_1 + \int_0^{L_2} t_{2p} r_{2p} d\xi_2 + \\ + M_C^{mp} + M_C^{mp} - \sin q_7 \left\{ Gr_G + \frac{1}{2} [G_{zu1} (r_{aC} + r_{Cc}) + G_{zu2} (r_{Ce} + l_{gf})] + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 1i}} G_{\delta 1i} r_{\delta 1i} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2i}} G_{\delta 2i} r_{\delta 2i} + \int_0^{L_1} g_{1p} r_{1p} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} r'_{1p} d\xi'_1 + \int_0^{L_2} g_{2p} r_{2p} d\xi_2 \right\}.$$

После подстановки выражений для нагрузок получим

$$n_{\partial\delta} U_C = \frac{1}{h_{\Gamma 3}} (I_{4,3} \ddot{q}_3 + I_{6,3} \dot{q}_3^2 + I_{5,3}),$$

где

$$I_{4,3} = \frac{1}{g} \left[Gr_G^2 + \frac{G_{zu1}}{2} (r_{aC}^2 + r_{Cc}^2) + \frac{G_{zu2}}{2} (r_{Ce}^2 + l_{fg}^2) + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1i}} G_{\partial 1i} r_{\partial 1i}^2 + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2i}} G_{\partial 2i} r_{\partial 2i}^2 + \rho g \left(\int_0^{L_1} A_1(\xi_1) r_{1p}^2 d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} A_1'(\xi_1') r_{1p}'^2 d\xi_1' + \int_0^{L_2} A_2(\xi_2) r_{2p}^2 d\xi_2 \right) \right]; \\ I_{5,3} = \left[Gr_G + \frac{G_{zu1}}{2} (r_{aC} + r_{Cc}) + \frac{G_{zu2}}{2} (r_{Ce} + l_{fg}) + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1i}} G_{\partial 1i} r_{\partial 1i} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2i}} G_{\partial 2i} r_{\partial 2i} + \right. \\ \left. + \rho g \left(\int_0^{L_1} A_1(\xi_1) r_{1p} d\xi_1 + \int_0^{l_{Aa}} A_1'(\xi_1') r_{1p}' d\xi_1' + \int_0^{L_2} A_2(\xi_2) r_{2p} d\xi_2 \right) \right] \sin q_7 + \\ + |W| r_G \sin(q_3 + q_{3n} - \alpha_w) + I_{7,3}.$$

С учетом зависимостей для определения действующих нагрузок уравнение движения поршня гидродвигателя ГЦЗ примет вид

$$(m_3 + m_{np,3}) h_{\Gamma 3} \ddot{q}_3 = F_{3\partial\delta} - \frac{1 + k_{3mp}}{h_{\Gamma 3}} (I_{4,3} \ddot{q}_3 + I_{5,3}).$$

Преобразуя данное уравнение, получим обыкновенное дифференциальное уравнение 2 порядка:

$$\ddot{q}_3 = \frac{1}{\frac{1 + k_{3mp}}{h_{\Gamma 3}} I_{4,3} + (m_2 + m_{np,3}) h_{\Gamma 3}} \left[F_{3\partial\delta} - \frac{1 + k_{3mp}}{h_{\Gamma 3}} (I_{6,3} \dot{q}_3^2 + I_{5,3}) \right].$$

Окончательно, движение поршня гидродвигателя ГЦЗ определяется решением системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка

$$\begin{cases} \frac{dq_3}{d\tau} = u_3 \\ \frac{du_3}{d\tau} = \frac{1}{\frac{1 + k_{3mp}}{h_{\Gamma 3}} I_{4,3} + (m_2 + m_{np,3}) h_{\Gamma 3}} \left[F_{3\partial\delta} - \frac{1 + k_{3mp}}{h_{\Gamma 3}} (I_{6,3} u_3^2 + I_{5,3}) \right] \end{cases} \quad (16)$$

при начальных условиях

$$q_3(\tau = 0) = q_{30} \quad (0 \leq q_{30} \leq \Delta q_3); \quad u_3(\tau = 0) = 0 \quad (17)$$

и ограничения

- максимальной скорости поворота с учетом наибольшего возможного расхода рабочей жидкости через гидродвигатель ГЦЗ

$$u_3 \leq \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{4Q_{Г3}^{6x}}{\pi D_3^2 h_{Г3}}; \\ \frac{4Q_{Г2}^{6yx}}{\pi(D_2^2 - d_{ш2}^2) h_{Г3}} \end{array} \right. \quad (18)$$

- максимального ускорения поворота, учитывая величину тягового усилия гидродвигателя ГЦЗ, согласно принципа Даламбера

$$(\ddot{q}_3)_{\max} = \frac{1}{I_{4,3}} \left(\frac{h_{Г3}}{1 + k_{3mp}} F_{3\partial\partial} - I_{6,3} u_3^2 - I_{5,3} \right). \quad (19)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (16) с начальными условиями (17) был использован численный метод Рунге-Кутта 4-го порядка. Алгоритм метода был модифицирован с целью учета в процедуре расчетов ограничений (18) и (19).

Для характерных сечений металлоконструкции крана-манипулятора, указанных в п. 2.4, ниже приведены расчетные соотношения для оценки внутренних силовых факторов и напряжений в зависимости от угловой координаты q_3 при фиксированных значениях остальных координат - q_1, q_2, q_6, q_7 .

Расчетная схема металлоконструкции рукояти с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при поворотном движении колонны, приведена на рис. 50.

Для рассмотрения равновесия отдельно рукояти приложим удерживающую силу U_A , создаваемую гидроцилиндром ГЦ1. Ее величина определяется из условия равновесия рукояти:

$$\begin{aligned} U_A h_{1A} = & \left(GL_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i} \xi_{\partial i} + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н})] + \\ & + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2ш} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta] - \\ & - |W| L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3н}) - \end{aligned}$$

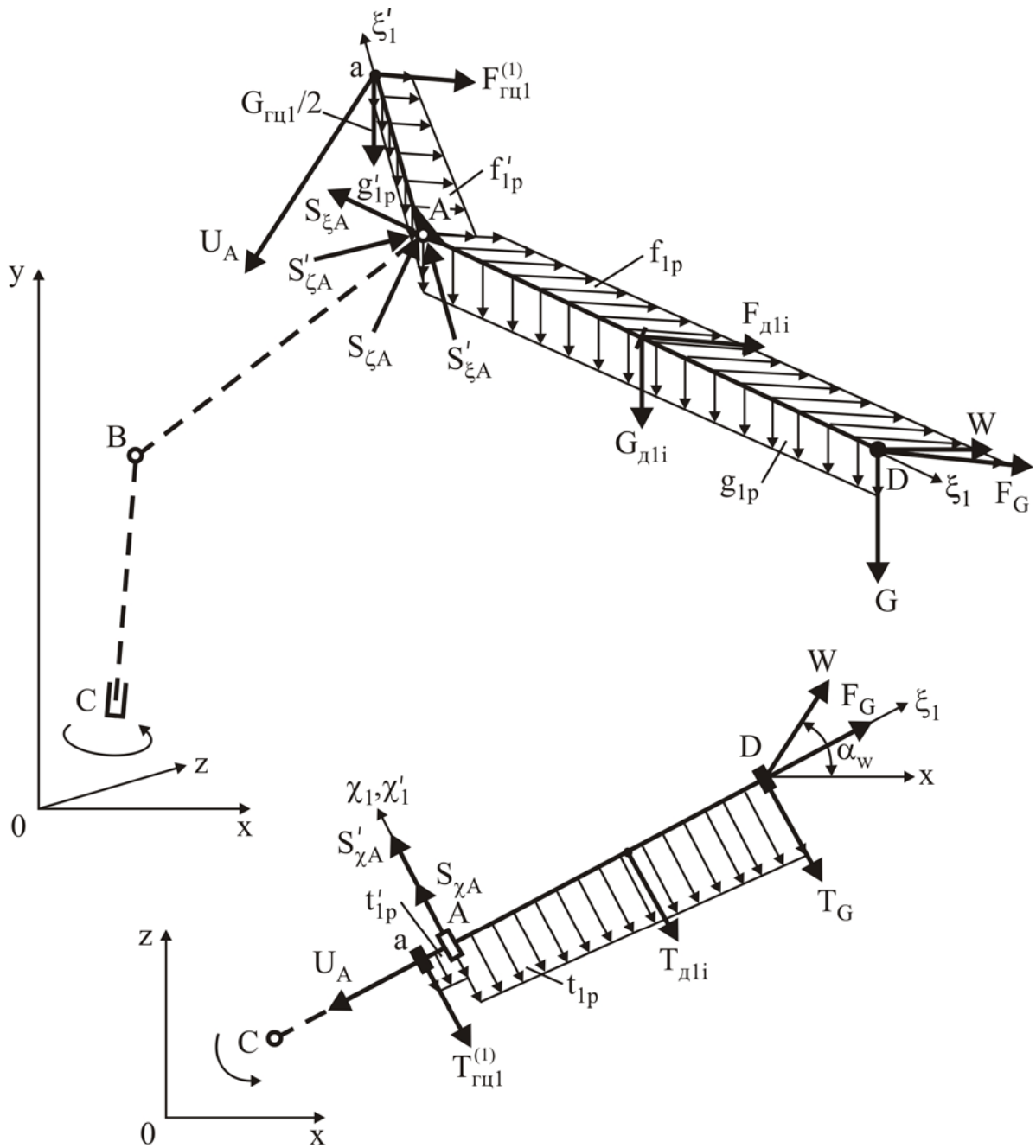


Рис. 50. Расчетная схема приложения нагрузок к рукояти при поворотном движении колонны

$$\begin{aligned}
 & - \left(F_G L_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} F_{\partial li} \xi_{\partial li} + \int_0^{L_1} f_{1p} \xi_1 d\xi_1 \right) \cos(q_1 + q_2 + q_{1n} + q_{2n}) - \\
 & - \left(F_{zu1}^{(1)} l_{Aa} + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \xi_1' d\xi_1' \right) \cos(q_1 + q_2 + q_{1n} + q_{2n} + \Theta).
 \end{aligned}$$

Продольная нагрузка в точке A рукояти $S_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ_1 :

$$S_{\xi A} = |W| \sin[q_1 + q_2 + q_{1n} + q_{2n} - q_6 \cos(q_3 + q_{3n}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3n})] \times$$

$$\begin{aligned} & \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \left(\mathbf{G} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{G}_{\partial i} + \int_0^{L_1} \mathbf{g}_{1p} d\xi_1 \right) \times \\ & \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \\ & + \left(\mathbf{F}_G + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{F}_{\partial i} + \int_0^{L_1} \mathbf{f}_{1p} d\xi_1 \right) \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H}) \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка в точке A рукояти $\mathbf{S}_{\zeta A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ζ_1 :

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\zeta A} = & \left(\mathbf{G} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{G}_{\partial i} + \int_0^{L_1} \mathbf{g}_{1p} d\xi_1 \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ - & |\mathbf{W}| \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) - \\ & - \left(\mathbf{F}_G + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{F}_{\partial i} + \int_0^{L_1} \mathbf{f}_{1p} d\xi_1 \right) \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H}). \end{aligned}$$

Поперечная боковая нагрузка в точке A рукояти $\mathbf{S}_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_1 :

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\chi A} = & -|\mathbf{W}| \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\mathbf{G} + \int_0^{L_1} \mathbf{g}_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{G}_{\partial i} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ & + \left(\mathbf{T}_G + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{T}_{\partial i} + \int_0^{L_1} \mathbf{t}_{1p} d\xi_1 \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Изгибающий момент $\mathbf{M}_{\xi\zeta}$ в плоскости $\xi_1\zeta_1$ рукояти по ее длине ($0 \leq \xi_1 \leq L_1$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_{\xi\zeta}(\xi_1) = & \left(\mathbf{G}(L_1 - \xi_1) + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{G}_{\partial i}(\xi_{\partial i} - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} \mathbf{g}_{1p}(\xi - \xi_1) d\xi \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - |\mathbf{W}|(L_1 - \xi_1) \times \\ & \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \end{aligned}$$

$$-\left(F_G(L_1 - \xi_1) + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} F_{\partial i}(\xi_{\partial i} - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} f_{1p}(\xi - \xi_1) d\xi \right) \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H})$$

и в точке A достигает максимального значения

$$\begin{aligned} M_{\xi\zeta A} = & \left(GL_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i} \xi_{\partial i} + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ & - |W| L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ & \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) - \left(F_G L_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} F_{\partial i} \xi_{\partial i} + \int_0^{L_1} f_{1p} \xi_1 d\xi_1 \right) \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H}). \end{aligned}$$

Изгибающий момент $M_{\xi\chi}$ в плоскости $\xi_1\chi_1$ рукояти по ее длине ($0 \leq \xi_1 \leq L_1$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$\begin{aligned} M_{\xi\chi}(\xi_1) = & -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G(L_1 - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} g_{1p}(\xi - \xi_1) d\xi + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i}(\xi_{\partial i} - \xi_1) \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ & - |W|(L_1 - \xi_1) \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ & + \left(T_G(L_1 - \xi_1) + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} T_{\partial i}(\xi_{\partial i} - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} t_{1p}(\xi - \xi_1) d\xi \right) \times \\ & \times \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \end{aligned}$$

и в точке A достигает максимального значения

$$\begin{aligned} M_{\xi\chi A} = & -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(GL_1 + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i} \xi_{\partial i} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ & - |W| L_1 \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ & + \left(T_G L_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} T_{\partial i} \xi_{\partial i} + \int_0^{L_1} t_{1p} \xi_1 d\xi_1 \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Продольная нагрузка в точке A рычага $S'_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ'_1 :

$$\begin{aligned} S'_{\xi A} = & -U_A \frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2 - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}} + \left(F_{zu1}^{(1)} + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} d\xi_1 \right) \times \\ & \times \sin(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} + \Theta) + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi_1 + \frac{G_{zu1}}{2} \right) \times \\ & \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta]. \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка в точке A рычага $S'_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ξ'_1 :

$$\begin{aligned} S'_{\xi A} = & -U_A \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2 - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}} \right) \right] - \left(F_{zu1}^{(1)} + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} d\xi_1 \right) \times \\ & \times \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} + \Theta) + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi_1 + \frac{G_{zu1}}{2} \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta]. \end{aligned}$$

Поперечная боковая нагрузка в точке A рычага $S'_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_1 :

$$\begin{aligned} S'_{\chi A} = & \left(T_{zu1}^{(1)} + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} d\xi_1 \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi_1 + \frac{G_{zu1}}{2} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Изгибающий момент $M'_{\xi\xi}$ в плоскости $\xi'_1 \zeta'_1$ рычага по его длине ($0 \leq \xi'_1 \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$\begin{aligned} M'_{\xi\xi}(\xi'_1) = & -U_A (l_{Aa} - \xi'_1) \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2 - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}} \right) \right] - \\ & - \left(F_{zu1}^{(1)} (l_{Aa} - \xi'_1) + \int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} f'_{1p} (\xi - \xi'_1) d\xi \right) \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} + \Theta) + \\ & + \left(\int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} g'_{1p} (\xi - \xi'_1) d\xi + \frac{G_{zu1} (l_{Aa} - \xi'_1)}{2} \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta]. \end{aligned}$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M'_{\xi\zeta A} = -U_A l_{Aa} \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2 - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}} \right) \right] - \left(F_{zu1}^{(1)} l_{Aa} + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 \right) \times \\ \times \cos(q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} + \Theta) + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{zu1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta].$$

Изгибающий момент $M'_{\xi\chi}$ в плоскости $\xi'_1 \chi'_1$ рычага по его длине ($0 \leq \xi'_1 \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi\chi}(\xi'_1) = - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} g'_{1p}(\xi - \xi'_1)_1 d\xi + \frac{G_{zu1}(l_{Aa} - \xi'_1)}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \left(T_{zu1}^{(1)}(l_{Aa} - \xi'_1) + \int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} t'_{1p}(\xi - \xi'_1) d\xi \right) \times \\ \times \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M'_{\xi\chi A} = \left(T_{zu1}^{(1)} l_{Aa} + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{zu1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Пара сил R_A , возникающая в шарнире A вследствие наличия поперечной боковой нагрузки в точке A , составляет:

$$R_A = (S_{\chi A} + S'_{\chi A}) / l_{uA}.$$

Расчетная схема металлоконструкции стрелы крана-манипулятора с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при поворотном движении колонны, приведена на рис. 51. Расчетная схема для определения углового положения действующих на стрелу нагрузок показана на рис 37.

Пара сил, вызванная внецентренным приложением усилия на штоке гидроцилиндра ГЦ1 U_A к стреле, выражается следующей зависимостью:

$$M_{UA} = U_A l_{bc} \cos \phi.$$

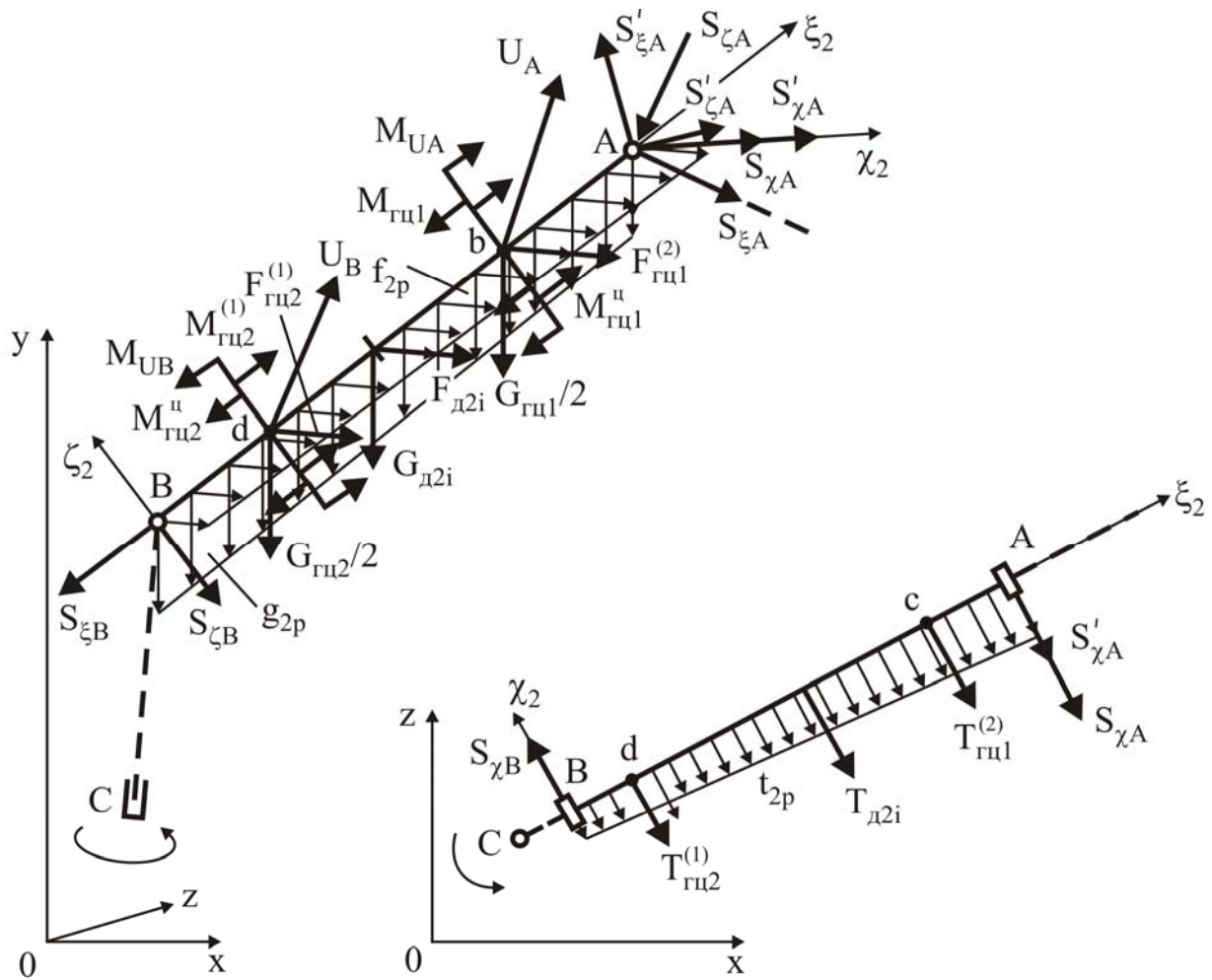


Рис. 51. Расчетная схема приложения нагрузок к металлоконструкции стрелы при поворотном движении колонны

Усилие на штоке гидроцилиндра ГЦ2 U_B находится из уравнения равновесия сил, приложенных к стреле, относительно шарнира B :

$$\begin{aligned}
 U_B(l_{Bd} \sin \mu + l_{de} \cos \mu) = & L_2 [S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \\
 & + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + M_{\zeta u2} - M_{\zeta u1} - \\
 - U_A(l_{Bb} \sin \phi - l_{bc} \cos \phi) + & \left(F_{\zeta u1}^{(2)} l_{Bb} + F_{\zeta u2}^{(1)} l_{Bd} + \int_0^{L_2} f_{2p} \xi_2 d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} F_{\partial 2i} \xi_{\partial 2i} \right) \times \\
 \times \sin(q_2 + q_{2H}) + & \left(\frac{G_{\zeta u1} l_{Bb} + G_{\zeta u2} l_{Bd}}{2} + \int_0^{L_2} g_{2p} \xi_2 d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i} \xi_{\partial 2i} \right) \times \\
 \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]. &
 \end{aligned}$$

Продольная нагрузка S_{ξ} в характерных точках металлоконструкции стрелы определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ_2 :

- в точке A

$$\mathbf{S}_{\xi A(2)} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \\ + \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta);$$

- в точке $\mathbf{b} + 0$

$$\mathbf{S}_{\xi b+0} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \\ + \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \left(\sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{F}_{\delta 2i} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 \right) \cos(\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H}) - \\ - \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \sin[\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H} - \mathbf{q}_6 \cos(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H}) - \mathbf{q}_7 \sin(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H})];$$

- в точке $\mathbf{b} - 0$

$$\mathbf{S}_{\xi b-0} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \\ + \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \left(\mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{F}_{\delta 2i} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 \right) \cos(\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H}) + U_A \cos \phi - \\ - \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \sin[\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H} - \mathbf{q}_6 \cos(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H}) - \mathbf{q}_7 \sin(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H})];$$

- в точке $\mathbf{d} + 0$

$$\mathbf{S}_{\xi d+0} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \\ + \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \left(\mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{F}_{\delta 2i} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 \right) \cos(\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H}) + U_A \cos \phi - \\ - \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \sin[\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H} - \mathbf{q}_6 \cos(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H}) - \mathbf{q}_7 \sin(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H})];$$

- в точке $\mathbf{d} - 0$

$$\mathbf{S}_{\xi d-0} = \mathbf{S}_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) - \mathbf{S}_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \sin(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \\ + \mathbf{S}'_{\zeta A} \cos(\mathbf{q}_1 + \mathbf{q}_{1H} + \Theta) + \left(\mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \mathbf{F}_{2u2}^{(1)} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{F}_{\delta 2i} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 \right) \cos(\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H}) + \\ + U_A \cos \phi + U_B \cos \mu - \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1} + \mathbf{G}_{2u2}}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ \times \sin[\mathbf{q}_2 + \mathbf{q}_{2H} - \mathbf{q}_6 \cos(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H}) - \mathbf{q}_7 \sin(\mathbf{q}_3 + \mathbf{q}_{3H})];$$

- в точке \mathbf{B}

$$\begin{aligned}
 S_{\xi B} = & S_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H}) - S_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + S'_{\zeta A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \left(F_{zu1}^{(2)} + F_{zu2}^{(1)} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} F_{\delta 2i} + \int_0^{L_2} f_{2p} d\xi_2 \right) \cos(q_2 + q_{2H}) + \\
 & + U_A \cos \phi + U_B \cos \mu - \left(\frac{G_{zu1} + G_{zu2}}{2} + \int_0^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \times \\
 & \times \sin[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})].
 \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка S_{ζ} в характерных точках металлоконструкции стрелы определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ζ_2 :

- в точке A

$$\begin{aligned}
 S_{\zeta A(2)} = & S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta);
 \end{aligned}$$

- в точке $b+0$

$$\begin{aligned}
 S_{\zeta b+0} = & S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} f_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} F_{\delta 2i} \right) \sin(q_2 + q_{2H}) + \\
 & + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];
 \end{aligned}$$

- в точке $b-0$

$$\begin{aligned}
 S_{\zeta b-0} = & S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \left(F_{zu1}^{(2)} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} f_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} F_{\delta 2i} \right) \sin(q_2 + q_{2H}) - U_A \sin \phi + \\
 & + \left(\frac{G_{zu1}}{2} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \right) \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];
 \end{aligned}$$

- в точке $d+0$

$$\begin{aligned}
 S_{\zeta d+0} = & S_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + S_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + S'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + S'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \left(F_{zu1}^{(2)} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} f_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} F_{\delta 2i} \right) \sin(q_2 + q_{2H}) - U_A \sin \phi +
 \end{aligned}$$

$$+ \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} + \int_{l_{Ba}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $d-0$

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\zeta d-0} = & \mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ & + \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \left(\mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \mathbf{F}_{2u2}^{(1)} + \int_{l_{Ba}}^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{F}_{\delta 2i} \right) \sin(q_2 + q_{2H}) - \\ & - U_A \sin \phi - U_B \sin \mu + \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1} + \mathbf{G}_{2u2}}{2} + \int_{l_{Ba}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]; \end{aligned}$$

- в точке B

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\zeta B} = & \mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\ & + \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \left(\mathbf{F}_{2u1}^{(2)} + \mathbf{F}_{2u2}^{(1)} + \int_0^{L_2} \mathbf{f}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{F}_{\delta 2i} \right) \sin(q_2 + q_{2H}) - \\ & - U_A \sin \phi - U_B \sin \mu + \left(\frac{\mathbf{G}_{2u1} + \mathbf{G}_{2u2}}{2} + \int_0^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]. \end{aligned}$$

Поперечная боковая нагрузка \mathbf{S}_{χ} в характерных точках металлоконструкции стрелы определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_2 :

- в точке A

$$\mathbf{S}_{\chi b+0} = \mathbf{S}_{\chi A} + \mathbf{S}'_{\chi A};$$

- в точке $b+0$

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\chi b+0} = & \mathbf{S}_{\chi A} + \mathbf{S}'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ & + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{t}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{T}_{\delta 2i} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $b-0$

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\chi b-0} = & \mathbf{S}_{\chi A} + \mathbf{S}'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ & + \left(\mathbf{T}_{2u1}^{(2)} + \int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{t}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{T}_{\delta 2i} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $d+0$

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\chi d+0} = & \mathbf{S}_{\chi A} + \mathbf{S}'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \frac{\mathbf{G}_{2u1}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ & + \left(\mathbf{T}_{2u1}^{(2)} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{t}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{T}_{\delta 2i} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $d-0$

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\chi d-0} = & \mathbf{S}_{\chi A} + \mathbf{S}'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \frac{\mathbf{G}_{2u1} + \mathbf{G}_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ & + \left(\mathbf{T}_{2u1}^{(2)} + \mathbf{T}_{2u2}^{(1)} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{t}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{T}_{\delta 2i} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке B

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_{\chi B} = & \mathbf{S}_{\chi A} + \mathbf{S}'_{\chi A} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_0^{L_2} \mathbf{g}_{2p} d\xi_2 + \frac{\mathbf{G}_{2u1} + \mathbf{G}_{2u2}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ & + \left(\mathbf{T}_{2u1}^{(2)} + \mathbf{T}_{2u2}^{(1)} + \int_0^{L_2} \mathbf{t}_{2p} d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{T}_{\delta 2i} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

4. Изгибающий момент $M_{\xi\zeta}$ в плоскости $\xi_2\zeta_2$ в характерных точках стрелы:

- в точке $b+0$

$$\mathbf{M}_{\xi\zeta d+0} = l_{Ab} \left[\mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \right.$$

$$+ \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \left(\sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} F_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) + \int_{l_{Bb}}^{L_2} f_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 \right) \sin(q_2 + q_{2H}) +$$

$$+ \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) \right) \times$$

$$\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $b-0$

$$\mathbf{M}_{\xi \zeta d+0} = l_{Ab} [\mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) +$$

$$+ \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \left(\sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} F_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) + \int_{l_{Bb}}^{L_2} f_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 \right) \sin(q_2 + q_{2H}) -$$

$$- M_{zu1} + M_{zu1}^u + M_{UA} + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bb}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bb}) \right) \times$$

$$\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $d+0$

$$\mathbf{M}_{\xi \zeta d+0} = (L_2 - l_{Bd}) [\mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) +$$

$$+ \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + \left(F_{zu1}^{(2)}(l_{Bb} - l_{Bd}) + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} F_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bd}) + \int_{l_{Bd}}^{L_2} f_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 \right) \times$$

$$\times \sin(q_2 + q_{2H}) - M_{zu1} + M_{zu1}^u + M_{UA} - U_A(l_{Bb} - l_{Bd}) \sin \phi +$$

$$+ \left(\frac{\mathbf{G}_{zu1}(l_{Bb} - l_{Bd})}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bd}) \right) \times$$

$$\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- в точке $d-0$

$$\mathbf{M}_{\xi \zeta d-0} = (L_2 - l_{Bd}) [\mathbf{S}_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) + \mathbf{S}'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) +$$

$$+ \mathbf{S}'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + M_{zu2}^{(1)} - M_{zu1} + M_{zu1}^u - M_{zu2}^u + M_{UA} - M_{UB} +$$

$$+ \left(F_{zu1}^{(2)}(l_{Bb} - l_{Bd}) + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} F_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bd}) + \int_{l_{Bd}}^{L_2} f_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 \right) \sin(q_2 + q_{2H}) +$$

$$+ \left(\frac{\mathbf{G}_{zu1}(l_{Bb} - l_{Bd})}{2} + \int_{l_{Bd}}^{L_2} \mathbf{g}_{2p}(\xi_2 - l_{Bd}) d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} \mathbf{G}_{\delta 2i}(\xi_{\delta 2i} - l_{Bd}) \right) \times$$

$$\times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - U_A(l_{Bb} - l_{Bd}) \sin \phi.$$

Изгибающий момент $M_{\xi\chi}$ в плоскости $\xi_2\chi_2$ в характерных точках стрелы:

- в точке **b**

$$M_{\xi\chi b} = (S_{\chi A} + S'_{\chi A})l_{Ab} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \times \\ \times \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - l_{Bb})d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i}(\xi_{\partial 2i} - l_{Bb}) \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ + \left(\int_{l_{Bb}}^{L_2} t_{2p}(\xi_2 - l_{Bb})d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} T_{\partial 2i}(\xi_{\partial 2i} - l_{Bb}) \right) \times \\ \times \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке **d**

$$M_{\xi\chi d} = (S_{\chi A} + S'_{\chi A})(L_2 - l_{Bd}) - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \times \\ \times \left(\int_{l_{Bd}}^{L_2} g_{2p}(\xi_2 - l_{Bd})d\xi_2 + \frac{G_{2u1}(l_{Bb} - l_{Bd})}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i}(\xi_{\partial 2i} - l_{Bd}) \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ + \left(T_{2u1}^{(2)}(l_{Bb} - l_{Bd}) + \int_{l_{Bd}}^{L_2} t_{2p}(\xi_2 - l_{Bd})d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} T_{\partial 2i}(\xi_{\partial 2i} - l_{Bd}) \right) \times \\ \times \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке **B**

$$M_{\xi\chi B} = (S_{\chi A} + S'_{\chi A})L_2 - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \times \\ \times \left(\int_0^{L_2} g_{2p}\xi_2 d\xi_2 + \frac{G_{2u1}l_{Bb} + G_{2u2}l_{Bd}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} G_{\partial 2i}\xi_{\partial 2i} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ + \left(T_{2u1}^{(2)}l_{Bb} + T_{2u2}^{(1)}l_{Bd} + \int_0^{L_2} t_{2p}\xi_2 d\xi_2 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 2}} T_{\partial 2i}\xi_{\partial 2i} \right) \times \\ \times \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Пара сил R_B , возникающая в шарнире B вследствие наличия поперечной боковой нагрузки в точке B , составляет:

$$R_A = M_{\xi\chi B} / l_{UB}$$

Расчетная схема металлоконструкции поворотной колонны крана-манипулятора с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при поворотном движении рукояти, приведена на рис. 52. Расчетная схема для определения углового положения действующих на стрелу нагрузок показана на рис. 39.

Пара сил $S_{\zeta hi}$, создающая восстанавливающий момент в опоре поворотной колонны, определяется из условия равновесия:

$$S_{\zeta hi} l_{hi} = \frac{G_{zu2} l_{fg}}{2} \cos q_6 + F_{zu2}^{(2)} l_{gj} + \left(\int_{l_{Cj}}^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cj}) d\xi_3 + \frac{G_{zu2} l_{gj}}{2} \right) \sin q_6 + [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] l_{Bj} - U_B (l_{gj} \sin \varepsilon - l_{fg} \cos \varepsilon).$$

Пара сил $S_{\chi hi}$, создающая восстанавливающий момент в опоре поворотной колонны, определяется из условия равновесия:

$$S_{\chi hi} l_{hi} = -S_{\chi B} l_{Bj} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{Cj}}^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cj}) d\xi_3 + \frac{G_{zu2} l_{gj}}{2} \right) \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - T_{zu2}^{(2)} l_{gj}.$$

Продольная нагрузка в характерных точках поворотной колонны S_{ξ} определяется из условия равновесия проекций эксплуатационных нагрузок и внутренних силовых факторов на продольную ось ξ_3 :

- в точке B

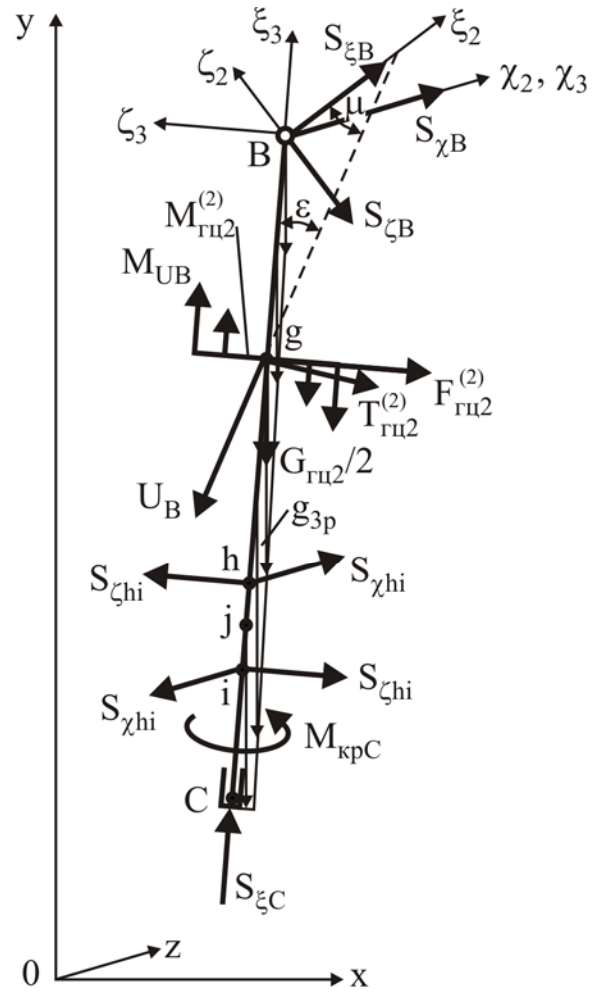


Рис. 52. Расчетная схема приложения нагрузок к колонне при ее поворотном движении

$$S_{\xi B(3)} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H});$$

- в точке $g+0$

$$S_{\xi g+0} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - \\ - \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3;$$

- в точке $g-0$

$$S_{\xi g-0} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - U_B \cos \varepsilon - \\ - \left(\int_{l_{cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке h

$$S_{\xi h} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - U_B \cos \varepsilon - \\ - \left(\int_{l_{ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке i

$$S_{\xi i} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - U_B \cos \varepsilon - \\ - \left(\int_{l_{ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right];$$

- в точке C

$$S_{\xi C} = S_{\xi B} \sin(q_2 + q_{2H}) - S_{\zeta B} \cos(q_2 + q_{2H}) - U_B \cos \varepsilon - \\ - \left(\int_0^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Поперечная нагрузка в характерных точках колонны S_{ζ} определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ζ_3 :

- в точке B

$$S_{\zeta B(3)} = S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H});$$

- в точке $g+0$

$$S_{\zeta g+0} = S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) + \\ + \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3;$$

- в точке $g-0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta g-0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) + F_{2u2}^{(2)} - U_B \sin \varepsilon + \\ & + \left(\int_{l_{cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $h+0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta h+0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) + F_{2u2}^{(2)} - U_B \sin \varepsilon + \\ & + \left(\int_{l_{ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $h-0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta h-0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) + F_{2u2}^{(2)} - U_B \sin \varepsilon - S_{\zeta hi} + \\ & + \left(\int_{l_{ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $i+0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta i+0} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) + F_{2u2}^{(2)} - U_B \sin \varepsilon - S_{\zeta hi} + \\ & + \left(\int_{l_{ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $i-0$

$$\begin{aligned} S_{\zeta i} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) + F_{2u2}^{(2)} - U_B \sin \varepsilon + \\ & + \left(\int_{l_{ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке C

$$\begin{aligned} S_{\zeta C} = & S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H}) + F_{2u2}^{(2)} - U_B \sin \varepsilon + \\ & + \left(\int_0^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{2u2}}{2} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

3. Поперечная боковая нагрузка в характерных точках поворотной колонны $S_{\chi C}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_3 :

- в точке $g+0$

$$\begin{aligned} S_{\chi g+0} &= S_{\chi B} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 \right) \times \\ &\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $g-0$

$$\begin{aligned} S_{\chi g-0} &= S_{\chi B} + T_{zu2}^{(2)} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{cg}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{zu2}}{2} \right) \times \\ &\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $h+0$

$$\begin{aligned} S_{\chi h+0} &= S_{\chi B} + T_{zu2}^{(2)} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{zu2}}{2} \right) \times \\ &\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $h-0$

$$\begin{aligned} S_{\chi h-0} &= S_{\chi B} + T_{zu2}^{(2)} - S_{\chi hi} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{ch}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{zu2}}{2} \right) \times \\ &\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $i+0$

$$\begin{aligned} S_{\chi i+0} &= S_{\chi B} + T_{zu2}^{(2)} - S_{\chi hi} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{zu2}}{2} \right) \times \\ &\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке $i-0$

$$\begin{aligned} S_{\chi i-0} &= S_{\chi B} + T_{zu2}^{(2)} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{ci}}^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{zu2}}{2} \right) \times \\ &\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]; \end{aligned}$$

- в точке C

$$\begin{aligned} S_{\chi C} &= S_{\chi B} + T_{zu2}^{(2)} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_0^{L_3} g_{3p} d\xi_3 + \frac{G_{zu2}}{2} \right) \times \\ &\times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Изгибающий момент $M_{\xi\zeta}$ в плоскости $\xi_3\zeta_3$ в характерных точках поворотной колонны:

- в точке $g+0$

$$M_{\xi\zeta g+0} = l_{Bg} [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] + \\ + \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cg}) d\xi_3;$$

- в точке $g-0$

$$M_{\xi\zeta g-0} = l_{Bg} [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] + U_B l_{fg} \cos \varepsilon + \\ + M_{\zeta\alpha 2}^{(2)} + \frac{G_{\zeta\alpha 2}}{2} l_{fg} \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ + \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cg}) d\xi_3;$$

- в точке h

$$M_{\xi\zeta h} = l_{Bh} [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] + [l_{fg} \cos \varepsilon - l_{gh} \sin \varepsilon] U_B + \\ + F_{\zeta\alpha 2}^{(2)} l_{gh} + M_{\zeta\alpha 2}^{(2)} + \frac{G_{\zeta\alpha 2}}{2} l_{fg} \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] + \\ + \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Ch}}^{L_3} g_{3p} \xi_3 d\xi_3;$$

- в точке i

$$M_{\xi\zeta i} = l_{Bi} [S_{\xi B} \cos(q_2 + q_{2H}) + S_{\zeta B} \sin(q_2 + q_{2H})] + [l_{fg} \cos \varepsilon - l_{gi} \sin \varepsilon] U_B + \\ + F_{\zeta\alpha 2}^{(2)} l_{gi} + M_{\zeta\alpha 2}^{(2)} + \frac{G_{\zeta\alpha 2}}{2} l_{fg} \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ - S_{\zeta hi} l_{hi} + \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Ci}}^{L_3} g_{3p} \xi_3 d\xi_3.$$

Изгибающий момент $M_{\xi\chi}$ в плоскости $\xi_3\chi_3$ в характерных точках поворотной колонны:

- в точке g

$$M_{\xi\chi g} = S_{\chi B} l_{Bg} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \int_{l_{Cg}}^{L_3} g_{3p} (\xi_3 - l_{Cg}) d\xi_3;$$

- в точке h

$$M_{\xi\chi h} = S_{\chi B} l_{Bh} + T_{zu2}^{(2)} l_{gh} - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(\int_{l_{ch}}^{L_3} g_{3p} \xi_3 d\xi_3 + \frac{G_{zu2} l_{gh}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Крутящий момент $M_{крС}$ по длине колонны:

$$M_{крС} = \frac{1}{n_{\partial v} h_{\Gamma 3}} (I_{4,3} \ddot{q}_3 + I_{5,3}).$$

2.7. Динамический и силовой анализ крана-манипулятора при совместном поворотном движении рукояти и стрелы

В условиях совместного поворотного движения рукояти и стрелы уравнение прямолинейного движения x_1 поршня приводного гидроцилиндра ГЦ1, обеспечивающего поворотное движение рукояти q_1 , и уравнение прямолинейного движения x_2 поршня приводного гидроцилиндра ГЦ2, обеспечивающего поворотное движение стрелы q_2 , образуют совместную систему уравнений движения вида:

$$\begin{cases} (m_1 + m_{np,12}^{(1)}) \ddot{x}_1 = F_{1\partial v} - F_{12conp}^{(1)}(\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2, q_1, q_2) \\ (m_2 + m_{np,2}) \ddot{x}_2 = F_{2\partial v} - F_{12conp}^{(2)}(\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2, q_1, q_2) \end{cases} \quad (20)$$

при начальных условиях:

$$\begin{aligned} x_1(\tau = 0) = x_{10} \quad (0 \leq x_{10} \leq \Delta x_1); \quad \dot{x}_1(\tau = 0) = 0; \\ x_2(\tau = 0) = x_{20} \quad (0 \leq x_{20} \leq \Delta x_2); \quad \dot{x}_2(\tau = 0) = 0, \end{aligned}$$

где $m_{np,12}^{(1)}$ - приведенная масса рукояти, определяемая с помощью рассчитанной согласно рекомендациям п. 2.3.4 величины момента инерции перемещаемого груза и всех конструктивных элементов рукояти J_{12A} по зависимости

$$m_{np,12}^{(1)} = J_{12A} \frac{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}{l_{Aa}^2 l_{Ac}^2 \cos^2(q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg(l_{bc}/l_{Ab}))}.$$

Создаваемые приводными гидроцилиндрами ГЦ1 и ГЦ2 движущие силы $F_{1\partial v}$ и $F_{2\partial v}$ определяются теми же соотношениями, которые приведены в п.п. 2.4 и 2.5. Однако зависимости для расчета величины сил сопротивления $F_{12conp}^{(1)}$ и $F_{12conp}^{(2)}$ требуют корректировки в

связи с появлением дополнительных инерционных сил из-за реализации случая сложного вращательного движения: стрела совершает переносное поворотное движение, а рукоять – относительное поворотное движение.

Угловая скорость вращения рукоятки относительно мгновенной оси абсолютного вращения E составляет

$$\dot{q}_1^{(12)} = \dot{q}_1 + \dot{q}_2,$$

центростремительное ускорение -

$$w_1^{u(12)} = (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2 r.$$

вращательное ускорение -

$$w_1^{s(12)} = (\ddot{q}_1 + \ddot{q}_2) r.$$

На рис. 53 показана система эксплуатационных нагрузок, действующих на рукоятку в процессе ее относительного поворотного движения при переносном поворотном движении стрелы и определяющих величину усилия на штоке гидроцилиндра U_A . В их число входят:

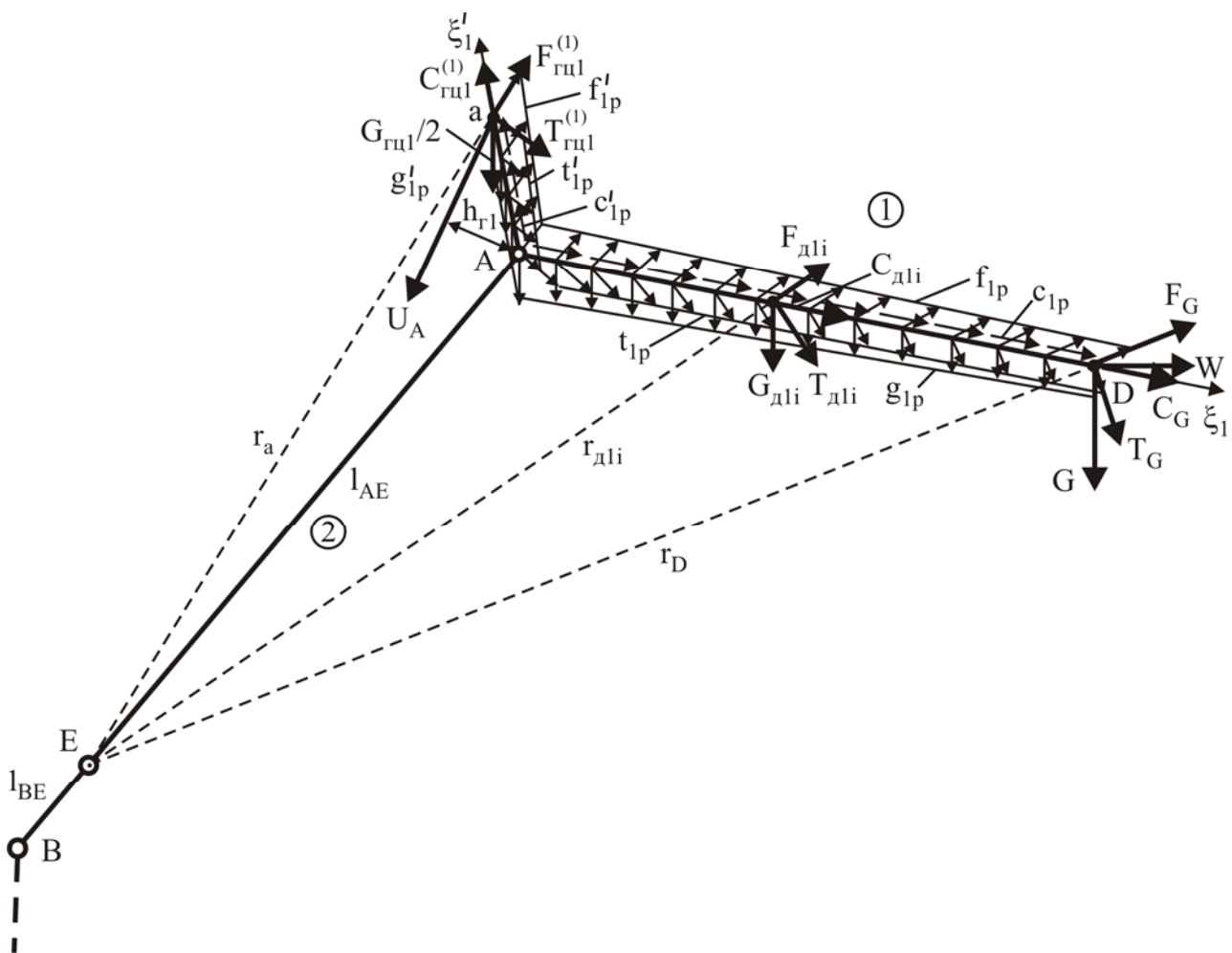


Рис. 53. Расчетная схема приложения нагрузок к рукоятки при ее относительном поворотном движении

- сосредоточенный вес груза G ;

- сосредоточенная горизонтальная ветровая нагрузка

$$W = |W| \cos \alpha_w;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила при ускоренном поворотном движении груза относительно мгновенной оси E

$$T_G = \frac{Gr_D}{g} (\ddot{q}_1 + \ddot{q}_2);$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила при поворотном движении груза относительно мгновенной оси E

$$F_G = \frac{Gr_D}{g} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2;$$

- сосредоточенная инерционная сила Кориолиса при сложном движении груза

$$C_G = \frac{2Gr_D}{g} \dot{q}_1 \dot{q}_2;$$

- сосредоточенный вес i -й диафрагмы $G_{\partial i}$;

- сосредоточенный вес гидроцилиндра ГЦ1 G_{zu1} ;

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от i -й диафрагмы при ускоренном поворотном движении рукояти относительно мгновенной оси E

$$T_{\partial i} = \frac{G_{\partial i} r_{\partial i}}{g} (\ddot{q}_1 + \ddot{q}_2);$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от i -й диафрагмы при поворотном движении рукояти относительно мгновенной оси E

$$F_{\partial i} = \frac{G_{\partial i} r_{\partial i}}{g} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2;$$

- сосредоточенная инерционная сила Кориолиса от i -й диафрагмы при сложном движении

$$C_{\partial i G} = \frac{2G_{\partial i} r_{\partial i}}{g} \dot{q}_1 \dot{q}_2;$$

- сосредоточенная тангенциальная инерционная сила от веса гидроцилиндра ГЦ1 при ускоренном поворотном движении относительно мгновенной оси E

$$T_{zu1}^{(1)} = \frac{G_{zu1} r_a}{2g} (\ddot{q}_1 + \ddot{q}_2);$$

- сосредоточенная центробежная инерционная сила от веса гидроцилиндра ГЦ1 при поворотном движении груза относительно мгновенной оси E

$$F_{zu1}^{(1)} = \frac{G_{zu1} r_a}{2g} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2;$$

- сосредоточенная инерционная сила Кориолиса от веса гидроцилиндра ГЦ1 при сложном движении

$$C_{zu1}^{(1)} = \frac{G_{zu1} r_a}{g} \dot{q}_1 \dot{q}_2;$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рукояти

$$g_{1p} = \rho g A_1(r);$$

- распределенная нагрузка от веса металлоконструкции рычага

$$g'_{1p} = \rho g A'_1(r);$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ее ускоренном поворотном движении относительно мгновенной оси E

$$t_{1p} = \frac{g_{1p}}{g} r (\ddot{q}_1 + \ddot{q}_2);$$

- распределенная тангенциальная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при его ускоренном поворотном движении относительно мгновенной оси E

$$t'_{1p} = \frac{g'_{1p}}{g} r' (\ddot{q}_1 + \ddot{q}_2);$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рукояти при ее ускоренном поворотном движении относительно мгновенной оси E

$$f_{1p} = \frac{g_{1p}}{g} r (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2;$$

- распределенная центробежная инерционная сила от веса металлоконструкции рычага при его ускоренном поворотном движении относительно мгновенной оси E

$$f'_{1p} = \frac{g'_{1p}}{g} r' (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2;$$

- распределенная инерционная сила Кориолиса от веса металлоконструкции рукояти при ее сложном движении

$$c_{1p} = \frac{2g_{1p}r}{g} \dot{q}_1 \dot{q}_2;$$

- распределенная инерционная сила Кориолиса от веса металлоконструкции рычага при сложном движении рукояти

$$c'_{1p} = \frac{2g'_{1p}r'}{g} \dot{q}_1 \dot{q}_2.$$

Использованные в приведенных выше зависимостях геометрические характеристики расчетной схемы показаны на рис. 30.

Из условия равновесия рукояти относительно шарнира A (в плоскости поворотного движения) получим уравнение для определения величины усилия на штоке гидроцилиндра ГЦ1 U_A при совместном поворотном движении рукояти и стрелы крана-манипулятора:

$$\begin{aligned} U_A h_{\Gamma 1} = & \left(\mathbf{G}L_1 + \int_0^{L_1} \mathbf{g}_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{G}_{\partial i 1} \xi_{\partial i 1} \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + \mathbf{T}_G L_1 \cos \varphi_D + \\ & + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{T}_{\partial i 1} \xi_{\partial i 1} \cos \varphi_{\partial i 1} + \int_0^{L_1} \mathbf{t}_{1p} \xi_1 \cos \varphi d\xi_1 - \mathbf{F}_G L_1 \sin \varphi_D - \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} \mathbf{F}_{\partial i 1} \xi_{\partial i 1} \sin \varphi_{\partial i 1} - \\ & - \int_0^{L_1} \mathbf{f}_{1p} \xi_1 \sin \varphi d\xi_1 - |\mathbf{W}| L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ & \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \left(\int_0^{l_{Aa}} \mathbf{g}'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{\mathbf{G}_{2u1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta] + \\ & + \mathbf{T}_{2u1}^{(1)} l_{Aa} \cos \varphi_a + \mathbf{F}_{2u1}^{(1)} l_{Aa} \sin \varphi_a + \int_0^{l_{Aa}} \mathbf{t}'_{1p} \xi'_1 \cos \varphi' d\xi'_1 + \int_0^{l_{Aa}} \mathbf{f}_{1p} \xi'_1 \sin \varphi' d\xi'_1, \end{aligned}$$

где характерные углы ориентации действующих эксплуатационных нагрузок (рис. 30) определяются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} \varphi_D &= \arccos \left(\frac{L_1 + l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H})}{r_D} \right); \\ \varphi_{\partial i 1} &= \arccos \left(\frac{r_{\partial i 1} + l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H})}{r_{\partial i 1}} \right); \\ \varphi &= \arccos \left(\frac{\xi_1 + l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H})}{r} \right); \end{aligned}$$

$$\varphi_a = \arccos\left(\frac{l_{Aa} + l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}{r_a}\right);$$

$$\varphi' = \arccos\left(\frac{\xi'_1 + l_{AE} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)}{r'}\right).$$

Выражение для U_A удобно записать в следующем виде:

$$U_A = \frac{1}{h_{\Gamma 1}} \left[I_{4,12} (\ddot{q}_1 + \ddot{q}_2) + I_{6,12}^{(1)} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2 + I_{5,12}^{(1)} \right],$$

где

$$I_{4,12} = \frac{1}{g} \left(Gr_D L_1 \cos \varphi_D + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} r_{\partial li} \xi_{\partial li} \cos \varphi_{\partial li} + \rho g \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) r \xi_1 \cos \varphi d \xi_1 + \right.$$

$$\left. + \frac{G_{2u1} r_a l_{Aa} \cos \varphi_a}{2} + \rho g \int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi'_1) r' \xi'_1 \cos \varphi' d \xi'_1 \right);$$

$$I_{5,12}^{(1)} = \left(GL_1 + \rho g \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) \xi_1 d \xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} \xi_{\partial li} \right) \times$$

$$\times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] -$$

$$- |W| L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times$$

$$\times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \left(\frac{G_{2u1} l_{Aa}}{2} + \rho g \int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi'_1) \xi'_1 d \xi'_1 \right) \times$$

$$\times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta];$$

$$I_{6,12}^{(1)} = \frac{1}{g} \left(\frac{G_{2u1} r_a l_{Aa} \sin \varphi_a}{2} + \rho g \int_0^{l_{Aa}} A'_1(\xi'_1) r' \xi'_1 \sin \varphi' d \xi'_1 - \right.$$

$$\left. - Gr_D L_1 \sin \varphi_D - \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial li} r_{\partial li} \xi_{\partial li} \sin \varphi_{\partial li} - \rho g \int_0^{L_1} A_1(\xi_1) r \xi_1 \sin \varphi d \xi_1 \right).$$

Сила сопротивления движению поршня гидроцилиндра ГЦ1 выражается соотношением

$$F_{12conp}^{(1)} = F_{1mp} + U_A(\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2, q_1, q_2) = (1 + k_{1mp}) U_A(\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2, q_1, q_2).$$

С учетом зависимостей для определения действующих нагрузок уравнение движения поршня гидроцилиндра ГЦ1 (первое уравнение системы (20)) примет вид

$$\left(m_1 + m_{np,12}^{(1)} \right) \left[I_{2,1} (\dot{q}_1)^2 - I_{1,1} \ddot{q}_1 \right] =$$

$$= F_{1\partial\epsilon} - \frac{1+k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} \left[I_{4,12} (\ddot{q}_1 + \ddot{q}_2) + I_{6,12}^{(1)} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2 + I_{5,12}^{(1)} \right],$$

а относительное поворотное движение рукояти будет выражаться дифференциальным уравнением вида

$$\ddot{q}_1 = \frac{1}{\frac{1+k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{4,12} - (m_1 + m_{np,1}^{(1)}) I_{1,1}} \left[F_{1\partial\epsilon} - \frac{1+k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{4,12} \ddot{q}_2 - \right. \\ \left. - (m_1 + m_{np,1}^{(1)}) I_{2,1} (\dot{q}_1)^2 - \frac{1+k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{6,12}^{(1)} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2 - \frac{1+k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{5,12}^{(1)} \right].$$

На рис. 54 показана система эксплуатационных нагрузок, действующих на стрелу в процессе ее переносного поворотного движения и определяющих величину усилия на штоке гидроцилиндра ГЦ2 U_B . Оно складывается из всех нагрузок, действующих при совместном повороте стрелы и рукояти с грузом. При этом нагрузки, действующие на рукоять, удобно свести к их равнодействующим, приложенным к концу стрелы (в точке A):

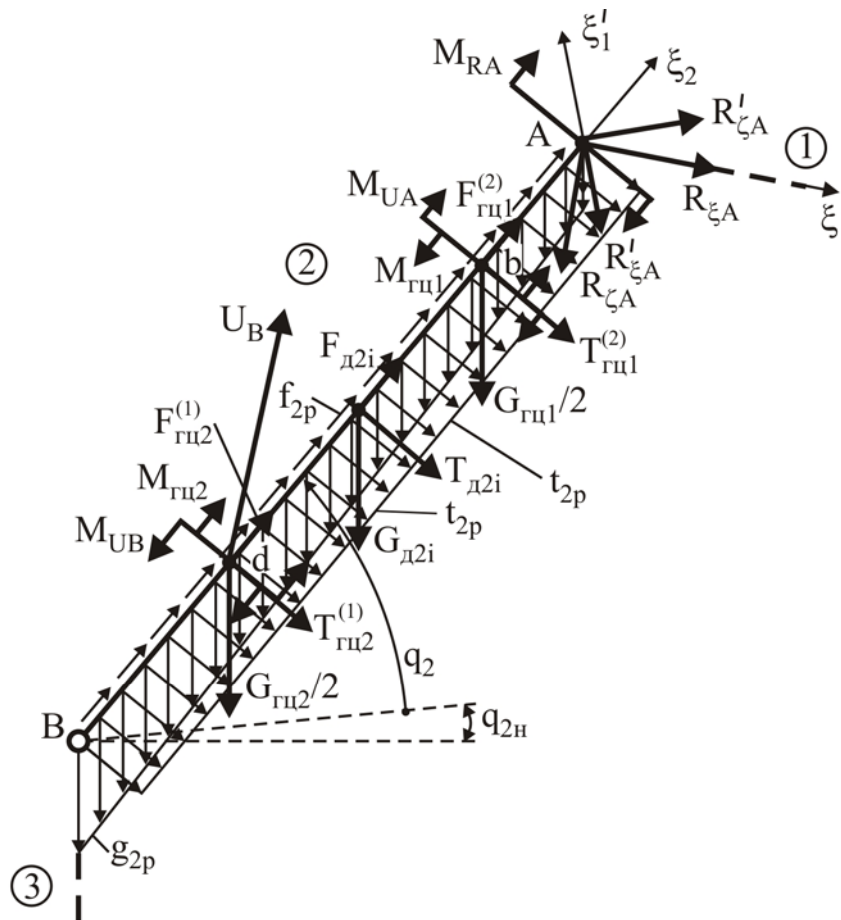


Рис. 54. Расчетная схема приложения нагрузок к металлоконструкции стрелы при ее переносном поворотном движении

- равнодействующая продольная (относительно оси рукояти) нагрузка $R_{\xi A}$

$$R_{\xi A} = C_G + T_G \sin \varphi_D + F_G \cos \varphi_D + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} (C_{\partial 1 i} + T_{\partial 1 i} \sin \varphi_{\partial 1 i} + F_{\partial 1 i} \cos \varphi_{\partial 1 i}) + \\ + \int_0^{L_1} c_{1p} d\xi_1 + \int_0^{L_1} t_{1p} \sin \varphi d\xi_1 + \int_0^{L_1} f_{1p} \cos \varphi d\xi_1 + \\ + |W| \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \left(G + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1 i} + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 \right) \times \\ \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- равнодействующая поперечная (относительно оси рукояти) нагрузка $R_{\zeta A}$

$$R_{\zeta A} = T_G \cos \varphi_D + F_G \sin \varphi_D + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} (T_{\partial 1 i} \cos \varphi_{\partial 1 i} + F_{\partial 1 i} \sin \varphi_{\partial 1 i}) + \int_0^{L_1} t_{1p} \cos \varphi d\xi_1 + \\ + \int_0^{L_1} f_{1p} \sin \varphi d\xi_1 + |W| \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \left(G + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1 i} + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 \right) \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];$$

- равнодействующая продольная (относительно оси рычага) нагрузка $R'_{\xi A}$

$$R'_{\xi A} = T_{2u1}^{(1)} \sin \varphi'_a - C_{2u1}^{(1)} - F_{2u1}^{(1)} \cos \varphi'_a - \int_0^{l_{Aa}} c'_{1p} d\xi'_1 - \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \cos \varphi' d\xi'_1 + \\ + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \sin \varphi' d\xi'_1 - \left(\frac{G_{2u1}}{2} + \int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 \right) \times \\ \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta];$$

- равнодействующая поперечная (относительно оси рычага) нагрузка $R'_{\zeta A}$

$$R'_{\zeta A} = T_{2u1}^{(1)} \cos \varphi'_a + F_{2u1}^{(1)} \sin \varphi'_a + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \sin \varphi' d\xi'_1 + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \cos \varphi' d\xi'_1 -$$

$$\begin{aligned}
 U_B h_{\Gamma 2} + M_{UB} = & M_{RA} + M_{zu2} - M_{zu1} + T_{zu1}^{(2)} l_{Bb} + T_{zu2}^{(1)} l_{Bd} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} T_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i} + \\
 & + \int_0^{L_2} t_{2p} \xi_2 d\xi_2 + [R_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H}) + R_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H}) - R'_{\xi A} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + R'_{\zeta A} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] L_2 + \left(\frac{G_{zu1} l_{Bb} + G_{zu2} l_{Bd}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i} + \int_0^{L_2} g_{2p} \xi_2 d\xi_2 \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})]
 \end{aligned}$$

Выражение для U_B удобно записать в следующем виде:

$$U_B = \frac{1}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} \left[I_{4,12}^{(1)} \ddot{q}_1 + I_{4,12}^{(2)} \ddot{q}_2 + I_{6,12}^{(2)} (\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2 + I_{7,12} \dot{q}_1 \dot{q}_2 + I_{5,12}^{(2)} \right],$$

где

$$\begin{aligned}
 I_{4,12}^{(1)} = & a_{\xi \zeta 1} + L_2 [a_{\xi 1} \cos(q_1 + q_{1H}) + a_{\zeta 1} \sin(q_1 + q_{1H}) - \\
 & - a'_{\xi 1} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + a'_{\zeta 1} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)];
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_{4,12}^{(2)} = & \frac{1}{g} \left(\frac{G_{zu1} l_{Bb}^2 + G_{zu2} l_{Bd}^2}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i}^2 + \int_0^{L_2} g_{2p} \xi_2^2 d\xi_2 \right) + a_{\xi \zeta 1} + \\
 & + L_2 [a_{\xi 1} \cos(q_1 + q_{1H}) + a_{\zeta 1} \sin(q_1 + q_{1H}) - \\
 & - a'_{\xi 1} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + a'_{\zeta 1} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_{5,12}^{(2)} = & L_2 [a_{\xi 4} \cos(q_1 + q_{1H}) + a_{\zeta 4} \sin(q_1 + q_{1H}) - a'_{\xi 4} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + a'_{\zeta 4} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)] + a_{\xi \zeta 4} + 0,5(G_{zu2} l_{de} - G_{zu1} l_{bc}) \sin \delta + \\
 & + \left(\frac{G_{zu1} l_{Bb} + G_{zu2} l_{Bd}}{2} + \sum_{i=1}^{i=i_{\delta 2}} G_{\delta 2i} \xi_{\delta 2i} + \int_0^{L_2} g_{2p} \xi_2 d\xi_2 \right) \times \\
 & \times \cos[q_2 + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})];
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_{6,12}^{(2)} = & a_{\xi \zeta 2} + L_2 [a_{\xi 2} \cos(q_1 + q_{1H}) + a_{\zeta 2} \sin(q_1 + q_{1H}) - a'_{\xi 2} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + a'_{\zeta 2} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)];
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_{7,12} = & a_{\xi \zeta 2} + L_2 [a_{\xi 3} \cos(q_1 + q_{1H}) + a_{\zeta 3} \sin(q_1 + q_{1H}) - a'_{\xi 3} \cos(q_1 + q_{1H} + \Theta) + \\
 & + a'_{\zeta 3} \sin(q_1 + q_{1H} + \Theta)].
 \end{aligned}$$

Сила сопротивления движению поршня гидроцилиндра ГЦ2 выражается соотношением

$$F_{12comp}^{(2)} = F_{2mp} + U_B(\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2, q_1, q_2) = (1 + k_{2mp}) U_B(\ddot{q}_1, \ddot{q}_2, \dot{q}_1, \dot{q}_2, q_1, q_2).$$

С учетом зависимостей для определения действующих нагрузок уравнение движения поршня гидроцилиндра ГЦ2 (второе уравнение системы (20)) примет вид

$$\begin{aligned} & (m_2 + m_{np,2}) [I_{2,2}(\dot{q}_2)^2 + I_{1,2}\ddot{q}_2] = \\ & = F_{2\delta\delta} - \frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} \left[I_{4,12}^{(1)}\ddot{q}_1 + I_{4,12}^{(2)}\ddot{q}_2 + I_{6,12}^{(2)}(\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2 + I_{7,12}\dot{q}_1\dot{q}_2 + I_{5,12}^{(2)} \right], \end{aligned}$$

а переносное поворотное движение стрелы будет выражаться дифференциальным уравнением вида

$$\ddot{q}_2 = \frac{1}{\frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} I_{4,12}^{(2)} + (m_2 + m_{np,2}) I_{1,2}} \left\{ F_{2\delta\delta} - (m_2 + m_{np,2}) I_{2,2}(\dot{q}_2)^2 - \right. \\ \left. - \frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} \left[I_{4,12}^{(1)}\ddot{q}_1 + I_{4,12}^{(2)}\ddot{q}_2 + I_{6,12}^{(2)}(\dot{q}_1 + \dot{q}_2)^2 + I_{7,12}\dot{q}_1\dot{q}_2 + I_{5,12}^{(2)} \right] \right\}.$$

Окончательно, совместное поворотное движение рукояти и стрелы крана-манипулятора, вызванное одновременным перемещением поршней приводных гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2, определяется решением системы обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка, полученных преобразованием системы уравнений (20):

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dq_1}{d\tau} &= u_1 \\ \frac{dq_2}{d\tau} &= u_2 \\ \frac{du_1}{d\tau} &= \frac{1}{\frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{4,12} - (m_1 + m_{np,1}^{(1)}) I_{1,1}} \left[F_{1\delta\delta} - \frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{4,12} \dot{u}_2 - \right. \\ & \quad \left. - (m_1 + m_{np,1}^{(1)}) I_{2,1}(u_1)^2 - \frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{6,12}^{(1)}(u_1 + u_2)^2 - \frac{1 + k_{1mp}}{h_{\Gamma 1}} I_{5,12}^{(1)} \right] \\ \frac{du_2}{d\tau} &= \frac{1}{\frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} I_{4,12}^{(2)} + (m_2 + m_{np,2}) I_{1,2}} \left\{ F_{2\delta\delta} - (m_2 + m_{np,2}) I_{2,2}(u_2)^2 - \right. \\ & \quad \left. - \frac{1 + k_{2mp}}{h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu} \left[I_{4,12}^{(1)}\dot{u}_1 + I_{4,12}^{(2)}\dot{u}_2 + I_{6,12}^{(2)}(u_1 + u_2)^2 + I_{7,12}u_1u_2 + I_{5,12}^{(2)} \right] \right\} \end{aligned} \right. \quad (3.21)$$

при начальных условиях

$$\mathbf{x}_1(\tau = 0) = \mathbf{x}_{10} \quad (0 \leq \mathbf{x}_{10} \leq \Delta \mathbf{x}_1); \quad \mathbf{u}_1(\tau = 0) = 0; \quad (22)$$

$$\mathbf{x}_2(\tau = 0) = \mathbf{x}_{20} \quad (0 \leq \mathbf{x}_{20} \leq \Delta \mathbf{x}_2); \quad \mathbf{u}_2(\tau = 0) = 0, \quad (23)$$

и ограничениях:

- максимальной скорости поворота с учетом наибольшего возможного расхода рабочей жидкости через гидроцилиндр ГЦ1

$$u_1 \leq \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]}{l_{Aa}l_{Ac} \cos \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]} \cdot \frac{4Q_{\Gamma 1}^{ex}}{\pi(D_1^2 - d_{u1}^2)} \\ \frac{\sqrt{l_{Aa}^2 + l_{Ac}^2 + 2l_{Aa}l_{Ac} \sin \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]}{l_{Aa}l_{Ac} \cos \left[q_1 + q_{1H} + \Theta + \arctg \left(\frac{l_{bc}}{l_{Ab}} \right) \right]} \cdot \frac{4Q_{\Gamma 1}^{бых}}{\pi D_1^2}; \end{array} \right. \quad (24)$$

- максимальной скорости поворота с учетом наибольшего возможного расхода рабочей жидкости через гидроцилиндр ГЦ2

$$u_2 \leq \min \left\{ \begin{array}{l} \frac{4Q_{\Gamma 2}^{ex} \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}}{\pi D_2^2 l_{Be}l_{Bf} \cos \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]} \\ \frac{4Q_{\Gamma 2}^{бых} \sqrt{l_{Be}^2 + l_{Bf}^2 + 2l_{Be}l_{Bf} \sin \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}}{\pi(D_2^2 - d_{u2}^2) l_{Be}l_{Bf} \cos \left[q_2 + q_{2H} - \arctg \left(\frac{l_{de}}{l_{Bd}} \right) - \arctg \left(\frac{l_{gf}}{l_{Bg}} \right) \right]}; \end{array} \right. \quad (25)$$

- максимального ускорения поворота, учитывая величину тягового усилия гидроцилиндра ГЦ1 согласно принципа Даламбера

$$\frac{du_1}{d\tau} \leq (\ddot{q}_1)_{\max} = \frac{1}{I_{4,12}^{(1)}} \left[\frac{F_{1\partial g} h_{\Gamma 1}}{1 + k_{1mp}} - I_{4,12} \dot{u}_2 - I_{6,12} (u_1 + u_2)^2 - I_{5,12}^{(1)} \right]; \quad (26)$$

- максимального ускорения поворота, учитывая величину тягового усилия гидроцилиндра ГЦ2 согласно принципа Даламбера

$$\frac{du_2}{d\tau} \leq (\ddot{q}_2)_{\max} = \frac{1}{I_{4,12}^{(2)}} \left[\frac{F_{2\delta b} (h_{\Gamma 2} + l_{de} \cos \mu)}{1 + k_{2mp}} - I_{4,12}^{(1)} - I_{6,12}^{(2)} (u_1 + u_2)^2 - I_{7,12} u_1 u_2 - I_{5,12}^{(2)} \right]. \quad (27)$$

Для характерных сечений металлоконструкции крана-манипулятора, указанных в п. 2.4, ниже приведены расчетные соотношения для оценки внутренних силовых факторов и напряжений в зависимости от угловых координат q_1 и q_2 при фиксированных значениях остальных координат - q_3, q_6, q_7 .

Расчетная схема металлоконструкции рукояти крана-манипулятора с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при ее поворотном движении, приведена на рис. 56. Расчетная схема для определения углового положения действующих нагрузок показана на рис 30.

Продольная нагрузка в точке A рукояти $S_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ_1 :

$$S_{\xi A} = |W| \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + F_G \cos \varphi_D + T_G \sin \varphi_D + C_G + \left(G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i} \right) \times \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] + + \int_0^{L_1} f_{1p} \cos \varphi d\xi_1 + \int_0^{L_1} t_{1p} \sin \varphi d\xi_1 + \int_0^{L_1} c_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} (F_{\partial i} \cos \varphi_{\partial i} + T_{\partial i} \sin \varphi_{\partial i} + C_{\partial i}).$$

Поперечная нагрузка в точке A рукояти $S_{\zeta A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ζ_1 :

$$S_{\zeta A} = T_G \cos \varphi_D - F_G \sin \varphi_D + \left(G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial i} \right) \times \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - - |W| \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + + \int_0^{L_1} t_{1p} \cos \varphi d\xi_1 - \int_0^{L_1} f_{1p} \sin \varphi d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} (T_{\partial i} \cos \varphi_{\partial i} - F_{\partial i} \sin \varphi_{\partial i}).$$

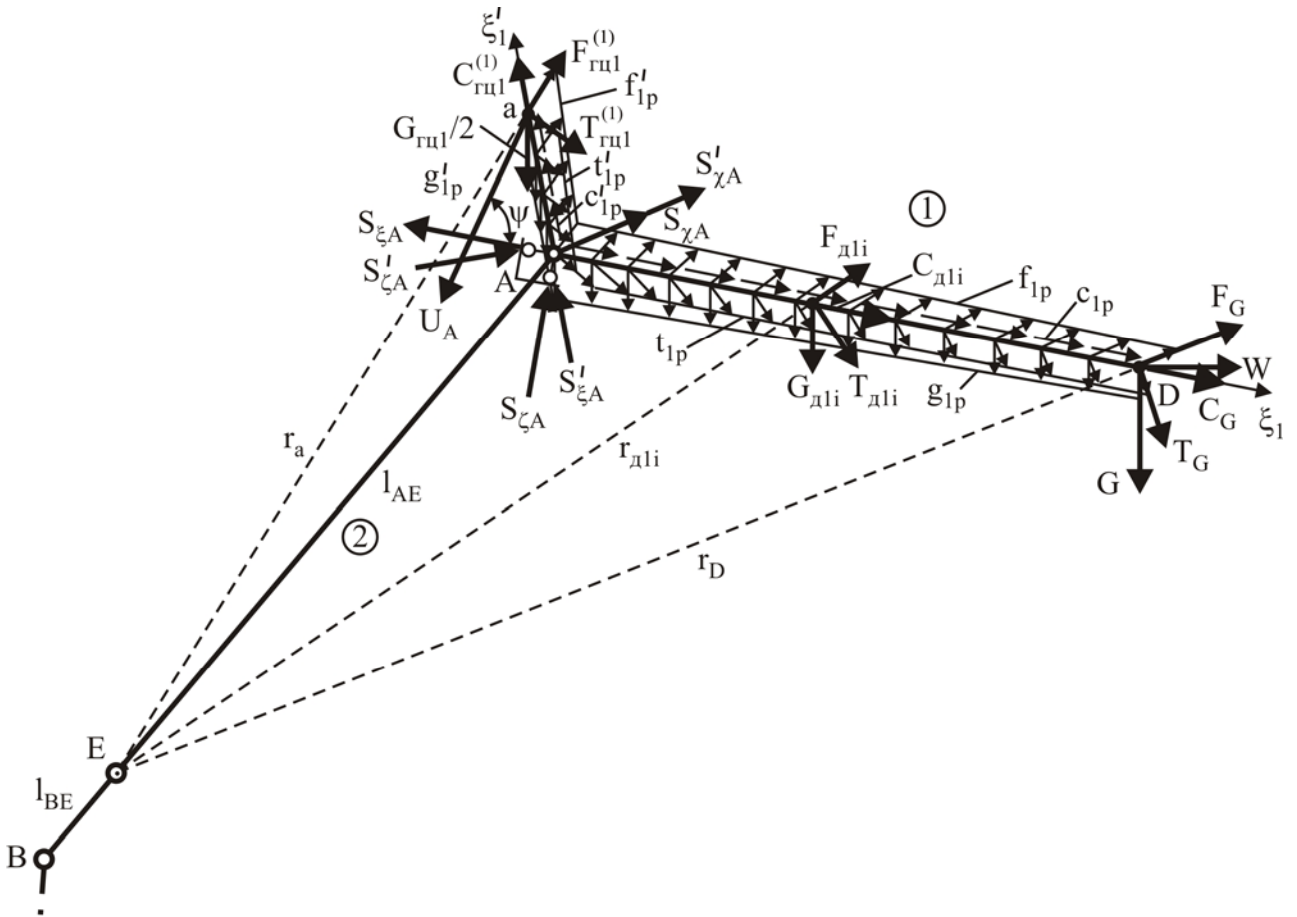


Рис. 56. Расчетная схема приложения нагрузок к металлоконструкции рукояти при совмещенном поворотном движении рукояти и стрелы

Поперечная боковая нагрузка в точке A рукояти $S_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ_1 :

$$S_{\chi A} = -|W| \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G + \int_0^{L_1} g_{1p} d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{d1}} G_{dli} \right) \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right].$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi_1 \zeta_1$ рукояти $M_{\xi \zeta}$ изменяется по ее длине ($0 \leq \xi_1 \leq L_1$) в соответствии с зависимостью

$$M_{\xi \zeta}(\xi_1) = T_G(L_1 - \xi_1) \cos \varphi_D + \left[G(L_1 - \xi_1) + \int_{\xi}^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{d1}} G_{dli}(\xi_{dli} - \xi_1) \right] \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - F_G \sin \varphi_D (L_1 - \xi_1) - \\ - |W|(L_1 - \xi_1) \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \int_{\xi}^{L_1} t_{1p} \xi_1 \cos \varphi d\xi_1 - \int_{\xi}^{L_1} f_{1p} \xi_1 \sin \varphi d\xi_1 +$$

$$+ \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} (T_{\partial 1 i} \cos \varphi_{\partial 1 i} - F_{\partial 1 i} \sin \gamma_{\partial 1 i}) (\xi_{\partial 1 i} - \xi_1)$$

и в точке A достигает своего максимального значения

$$\begin{aligned} M_{\xi \zeta A} = & T_G L_1 \cos \varphi_D - F_G L_1 \sin \varphi_D + \left[G L_1 + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1 i} \xi_{\partial 1 i} \right] \times \\ & \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] - \\ & - |W| L_1 \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H})] \times \\ & \times \cos(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) + \int_0^{L_1} t_{1p} \xi_1 \cos \varphi d\xi_1 - \int_0^{L_1} f_{1p} \xi_1 \sin \varphi d\xi_1 + \\ & + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} (T_{\partial 1 i} \cos \varphi_{\partial 1 i} - F_{\partial 1 i} \sin \gamma_{\partial 1 i}) \xi_{\partial 1 i}. \end{aligned}$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi_1 \chi_1$ рукояти $M_{\xi \chi}$ изменяется по ее длине ($0 \leq \xi_1 \leq L_1$) в соответствии с зависимостью

$$\begin{aligned} M_{\xi \chi}(\xi_1) = & -|W|(L_1 - \xi_1) \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G(L_1 - \xi_1) + \int_{\xi_1}^{L_1} g_{1p} \xi_1 d\xi_1 + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1 i} (\xi_{\partial 1 i} - \xi_1) \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] \end{aligned}$$

и в точке A достигает своего максимального значения

$$\begin{aligned} M_{\xi \chi A} = & -|W| L_1 \sin(\alpha_w - q_3 - q_{3H}) \cos \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right] - \\ & - \frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3H})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3H})|} \left(G L_1 + \int_0^{L_1} g_{1p} \xi_1 dl + \sum_{i=1}^{i=i_{\partial 1}} G_{\partial 1 i} \xi_{\partial 1 i} \right) \times \\ & \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3H}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3H})} \right]. \end{aligned}$$

Продольная нагрузка в точке A рычага $S'_{\xi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на продольную ось ξ'_1 :

$$\begin{aligned} S'_{\xi A} = & -U_A \frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa} l_{ac}(q_1)} + C_{2u1}^{(1)} + F_{2u1}^{(1)} \cos \varphi_a - T_{2u1}^{(1)} \sin \varphi_a + \\ & + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \cos \varphi' d\xi'_1 + \int_0^{l_{Aa}} c'_{1p} d\xi'_1 - \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \sin \varphi' d\xi'_1 + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{2u1}}{2} \right) \times \\ & \times \cos[q_1 + q_2 + q_{1H} + q_{2H} - q_6 \cos(q_3 + q_{3H}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3H}) + \Theta]. \end{aligned}$$

Поперечная нагрузка в точке A рычага $S'_{\zeta A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось ζ'_1 :

$$S'_{\zeta A} = -U_A \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] + F_{zu1}^{(1)} \sin \varphi_a + T_{zu1}^{(1)} \cos \varphi_a + \\ + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \sin \varphi' d\xi'_1 + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \cos \varphi' d\xi'_1 + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{zu1}}{2} \right) \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta].$$

Поперечная боковая нагрузка в точке A рычага $S'_{\chi A}$ определяется из условия равновесия проекций нагрузок на поперечную ось χ'_1 :

$$S'_{\chi A} = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3н})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3н})|} \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} d\xi'_1 + \frac{G_{zu1}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right].$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi'_1 \zeta'_1$ рычага $M'_{\xi \zeta}$ по его длине ($0 \leq \xi'_1 \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi \zeta}(\xi'_1) = -U_A (l_{Aa} - \xi'_1) \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] + \\ + \left(F_{zu1}^{(1)} \sin \varphi_a + T_{zu1}^{(1)} \cos \varphi_a \right) (l_{Aa} - \xi'_1) + \int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} t'_{1p} \xi'_1 \cos \varphi' d\xi'_1 + \\ + \int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} f'_{1p} \xi'_1 \sin \varphi' d\xi'_1 + \left(\int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{zu1} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta]$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M'_{\xi \zeta A} = -U_A l_{Aa} \sin \left[\arccos \left(\frac{l_{Aa}^2 + l_{ac}^2(q_1) - l_{Ac}^2}{2l_{Aa}l_{ac}(q_1)} \right) \right] + \\ + \left(F_{zu1}^{(1)} \sin \varphi_a + T_{zu1}^{(1)} \cos \varphi_a \right) l_{Aa} + \int_0^{l_{Aa}} t'_{1p} \xi'_1 \cos \varphi' d\xi'_1 + \\ + \int_0^{l_{Aa}} f'_{1p} \xi'_1 \sin \varphi' d\xi'_1 + \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{zu1} l_{Aa}}{2} \right) \times$$

$$\times \sin[q_1 + q_2 + q_{1н} + q_{2н} - q_6 \cos(q_3 + q_{3н}) - q_7 \sin(q_3 + q_{3н}) + \Theta].$$

Изгибающий момент в плоскости $\xi'_1 \chi'_1$ рычага $M'_{\xi\chi}$ по его длине ($0 \leq \xi'_1 \leq l_{Aa}$) изменяется в соответствии с зависимостью

$$M'_{\xi\chi}(\xi'_1) = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3н})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3н})|} \left(\int_{\xi'_1}^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2цл} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right]$$

и в точке A достигает максимального значения

$$M'_{\xi\chi A} = -\frac{q_7 \cos(q_3 + q_{3н})}{|q_7 \cos(q_3 + q_{3н})|} \left(\int_0^{l_{Aa}} g'_{1p} \xi'_1 d\xi'_1 + \frac{G_{2цл} l_{Aa}}{2} \right) \times \\ \times \sin \left[\sqrt{q_6^2 \sin^2(q_3 + q_{3н}) + q_7^2 \cos^2(q_3 + q_{3н})} \right].$$

Пара сил R_A , возникающая в шарнире A вследствие наличия поперечной боковой нагрузки в точке A , составляет:

$$R_A = (M_{\xi\chi A} + M'_{\xi\chi A}) / l_{шA}.$$

Расчетные схемы стрелы и колонны с указанием внутренних силовых факторов и эксплуатационных нагрузок, возникающих при совместном поворотном движении рукояти и стрелы, приведены на рис. 38 и 46.

Внутренние силовые факторы в характерных точках металлоконструкции стрелы (продольные нагрузки $S_{\xi A(2)}, S_{\xi b+0}, S_{\xi b-0}, S_{\xi d+0}, S_{\xi d-0}, S_{\xi B}$; продольные нагрузки $S_{\zeta A(2)}, S_{\zeta b+0}, S_{\zeta b-0}, S_{\zeta d+0}, S_{\zeta d-0}, S_{\zeta B}$; поперечные боковые нагрузки $S_{\chi A(2)}, S_{\chi b+0}, S_{\chi b-0}, S_{\chi d+0}, S_{\chi d-0}, S_{\chi B}$; изгибающие моменты $M_{\xi\zeta b+0}, M_{\xi\zeta b-0}, M_{\xi\zeta d+0}, M_{\xi\zeta d-0}, M_{\xi\chi b}, M_{\xi\chi d}, M_{\xi\chi B}$; пара сил R_B в шарнире B) при совместном поворотном движении рукояти и стрелы определяются теми же зависимостями, что и в рассмотренном в п. 2.5 случае поворотного движения стрелы.

Внутренние силовые факторы в характерных точках металлоконструкции поворотной колонны (продольные нагрузки $S_{\xi B(3)}, S_{\xi g+0}, S_{\xi g-0}, S_{\xi h}, S_{\xi i}, S_{\xi C}$; продольные нагрузки $S_{\zeta B(3)}, S_{\zeta g+0}, S_{\zeta g-0}, S_{\zeta h+0}, S_{\zeta h-0}, S_{\zeta i+0}, S_{\zeta i-0}, S_{\zeta C}$; поперечные боковые нагрузки $S_{\chi g+0}, S_{\chi g-0}, S_{\chi h+0}, S_{\chi h-0}, S_{\chi i+0}, S_{\chi i-0}, S_{\chi C}$; изгибающие моменты $M_{\xi\zeta g+0}, M_{\xi\zeta g-0}, M_{\xi\zeta h}, M_{\xi\zeta i}, M_{\xi\chi g}, M_{\xi\chi h}$) в случае совместного поворотного движения рукояти и стрелы могут быть найдены по тем же зависимостям, что и в рассмотренном выше в п. 2.4 случае поворотного движения рукояти.

ГЛАВА 3.**ДИНАМИКА КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА
ПРИ ДВИЖЕНИИ С ГРУЗОМ**

При движении базовой машины, на которой установлен кран-манипулятор, с подвешенным грузом, в исследуемой системе протекают два взаимосвязанных динамических процесса [72-74; 77; 78].

С одной стороны, двигатель через трансмиссию и движитель приводит машину в движение, преодолевая силы сопротивления (горизонтальная динамика). При этом силы сопротивления зависят от равнодействующей вертикальных усилий, действующих на опорную поверхность. С другой стороны, груз и элементы металлоконструкции совершают колебания в вертикальном направлении (вертикальная динамика). Характер этих динамических процессов во многом определяется скоростью движения и параметрами геометрической неровности опорной поверхности, а также колебаниями груза.

В отличие от других стреловых кранов, подвеска базового шасси рассматриваемых кранов-манипуляторов участвует в передаче динамических усилий. Установленные на гусеничном тракторе краны-манипуляторы работают без дополнительных опор. При этом устойчивость машины обеспечивается за счет в 10...15 раз большей массы трактора по сравнению с грузоподъемностью крана-манипулятора. У автомобильных кранов-манипуляторов отсутствуют специализированные устройства для разгрузки подвески во время работы крана-манипулятора, вследствие чего, несмотря на наличие выносных опор, подвеска воспринимает динамические усилия от крана-манипулятора. Поэтому динамические модели таких краново-манипуляционных установок должны учитывать упругие свойства подвески базового шасси.

**3.1. Моделирование геометрической неровности
опорной поверхности**

В эксплуатационных условиях краны-манипуляторы передвигаются по грунтовым дорогам и пересеченной местности. При моделировании динамической нагруженности требуются данные об эквивалентной геометрической неровности опорной поверхности со спектральной плотностью $G_{\eta}(\omega)$. По данным работы [152] аналитическое выражение (28) для спектральной плотности неровностей пути соответствует случайному процессу:

$$G_{\eta}(\omega, \nu) = \frac{S_{\eta}^2}{2\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^n \frac{a_j}{\alpha_j \nu} \left[\exp\left(-\frac{(\omega + \beta_j \nu)^2}{4\alpha_j^2 \nu^2}\right) + \exp\left(-\frac{(\omega - \beta_j \nu)^2}{4\alpha_j^2 \nu^2}\right) \right], \quad (28)$$

где S_{η}^2 – дисперсия эквивалентной геометрической неровности; ω – частота; β_j – частота j -го максимума спектральной плотности эквивалентной геометрической неровности; a_j – доля дисперсии, приходящейся на j -й максимум спектральной плотности эквивалентной геометрической неровности; α_j – половина ширины j -го максимума спектральной плотности на половине его высоты; ν – скорость движения машины.

Параметры корреляционных функций для различных типов дорожного покрытия приведены в табл. 6.

Таблица 6

Параметры корреляционных функций [149]

Тип покрытия	Параметры					
	$S_{\eta}, \text{ м}$	A_1	A_2	$\alpha_1, \text{ м}^{-1}$	$\alpha_2, \text{ м}^{-1}$	$\beta, \text{ м}^{-1}$
Асфальтированное	0,008... 0,012	0,85	0,15	0,200	0,05	0,600
Цементобетонное	0,005... 0,012	1,00	–	0,150	–	–
Ровное булыжное	0,012... 0,022	1,00	–	0,450	–	–
Разбитое булыжное	0,025... 0,033	–	1,00	–	0,10	0,238
Изношенное бетонное	0,013... 0,025	0,85	0,15	0,500	0,20	2,000
Крупнобулыжное	0,030... 0,045	0,67	0,33	1,100	10,6	19,710
Грунтовая дорога	0,100... 0,140	0,55	0,45	0,085	0,08	0,235

Случайный процесс, заданный функцией спектральной плотности (29), должен содержать M гармонических составляющих с частотами от f_{\min} до f_{\max} :

$$x(t) = \sum_{k=1}^M a_k \cos(2\pi f_k t) + b_k \sin(2\pi f_k t). \quad (29)$$

Формула (29) представляет собой спектральное разложение случайного процесса с ограниченным набором частот. Перейдем от непрерывного времени к дискретному:

$$x_i = \sum_{k=1}^M a_k \cos(2\pi\Delta t i) + b_k \sin(2\pi\Delta t i). \quad (30)$$

В соответствии с теоремой Котельникова максимальная частота гармонической составляющей в реализации случайного процесса, формируемого с шагом по времени Δt , не может превышать частоту Найквиста:

$$f_{\max} = F = (2\Delta t)^{-1},$$

откуда шаг дискретизации

$$\Delta t = (2f_{\max})^{-1},$$

а число точек в реализации

$$N = \frac{T}{\Delta t} = 2T_0 2f_{\max},$$

где T_0 – длительность реализации случайного процесса (30).

Максимальная разрешающая способность спектра моделируемого процесса при заданном Δt определяется числом точек реализации

$$\Delta f = \frac{1}{\Delta t N}$$

и частота k -й гармоники в (30) составляет

$$f_k = f_0 + k\Delta f = \frac{m+k}{N\Delta t},$$

где $m = \frac{f_0}{\Delta f}$; f_0 – низшая частота процесса.

Теперь выражение (30) можно записать в виде

$$x_i = \sum_{k=1}^M a_k \cos \frac{2\pi(k+m)i}{N} + b_k \sin \frac{2\pi(k+m)i}{N}. \quad (31)$$

Максимальная разрешающая способность спектра (31), а следовательно, и точность моделирования случайного процесса будет обеспечена при $M = N/2 - m$.

Выражение (31) можно представить в виде

$$x_i = \sum_{k=1}^M A_k \sin \left(2\pi \frac{(k+m)i}{N} + \varphi_k \right). \quad (32)$$

Выражение (32) представляет собой разложение случайного процесса $x(t)$ в ряд Фурье на конечном интервале времени.

Рассмотрим одну гармонику разложения (32)

$$x_{ik} = A_k \sin\left(2\pi \frac{(k+m)i}{N} + \varphi_k\right). \quad (33)$$

Можно считать, что выражение (33) представляет собой случайный процесс, у которого амплитуда и частота постоянны, а фаза φ_k является равномерно распределенной случайной величиной в диапазоне $[0; 2\pi]$.

Определим дисперсию процесса (33) (T_k – период k -й гармоники)

$$D_{x_k} = \frac{1}{T} \int_0^T \left[A_k \sin\left(\frac{2\pi(k+m)i}{N} + \varphi_k\right) \right]^2 dt = f_k \int_0^{f_k} [A_k \sin(2\pi f_k t + \varphi_k)]^2 dt = \frac{A_k^2}{2}.$$

Учитывая, что дисперсия k -й гармоники разложения (32) определяет ординату спектра процесса на частоте f_k , получим:

$$\frac{A_k^2}{2} = D_{x_k} = G_k \Delta f, \quad A_k = \sqrt{2G_k \Delta f},$$

где G_k – доля спектральной плотности для k -й частоты.

Теперь разложение (32) можно записать в виде

$$x_i = \sum_{k=1}^M \sqrt{\frac{2G_k}{N\Delta t}} \sin\left(\frac{2\pi(k+m)i}{N} + \varphi_k\right), \quad i = 1, 2, \dots, N. \quad (34)$$

Если в выражении (34) фазы φ_k являются независимыми случайными величинами, то все k -е составляющие процесса (34) также статистически независимы и дисперсия процесса может быть определена как сумма дисперсий составляющих, т.е.

$$D_x = \sum_{k=1}^M D_{x_k} = \sum_{k=1}^M \frac{1}{2} \left(\sqrt{\frac{2G_k}{N\Delta t}} \right)^2 = \sum_{k=1}^M \frac{G_k}{N\Delta t} = \sum_{k=1}^M G_k \Delta f, \quad (35)$$

что соответствует исходному заданию дисперсии моделируемого процесса.

При равномерном законе распределения фазы φ_k в диапазоне $[0; 2\pi]$ закон распределения ординат k -й гармоники имеет вид:

$$p(x_k) = \begin{cases} \left(\pi \sqrt{X_k^2 - x_k^2} \right)^{-1}, & \text{при } |x_k| < X_k; \\ 0, & \text{при } |x_k| \geq X_k, \end{cases} \quad (36)$$

где $X_k = \sqrt{\frac{2G_k}{N\Delta t}}$ – амплитуда k -й гармонической составляющей.

Поскольку моделируемый процесс при каждом фиксированном моменте времени представляет собой сумму большого числа случайных величин, то несмотря на то, что каждое из слагаемых имеет индивидуальный закон распределения (36), на основании центральной предельной теоремы можно утверждать, что закон распределения x_i при фиксированном i будет близок к нормальному с дисперсией, определяемой выражением (35) и нулевым средним.

На рис. 57 показана реализация геометрической неровности, построенная по этому алгоритму для асфальтированного покрытия при скорости движения технологической машины $v = 2$ м/с.

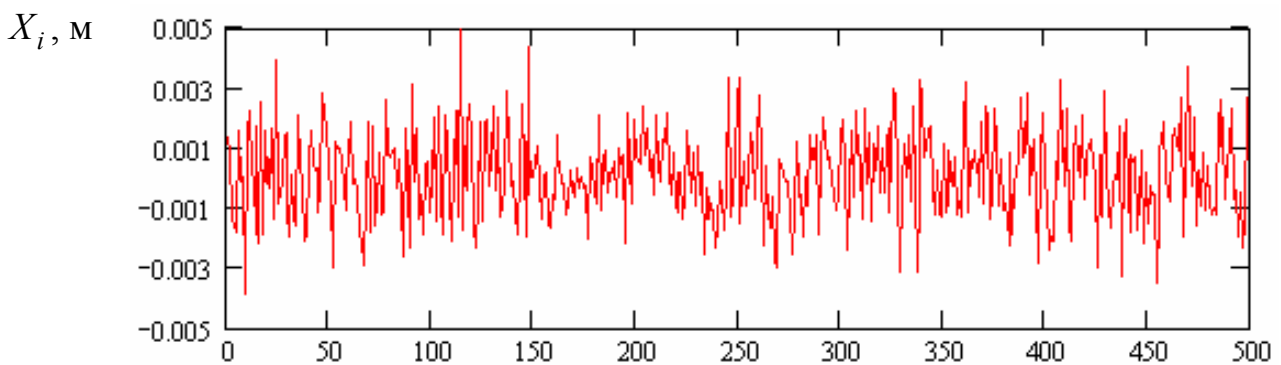


Рис. 57. Реализация геометрической неровности

При учете уклонов опорной поверхности реализация геометрической неровности накладывается на реализацию процесса изменения уклона вдоль трасы трубопровода.

3.2. Метод конечных элементов в решении задач динамики технологических машин

Задача решалась методом конечных элементов [106; 122; 146]. Дифференциальные уравнения движения исследуемой системы построены в матричном виде:

$$[M\{q\}]\{\ddot{q}\} + [B\{q\}]\{\dot{q}\} + [K\{q\}]\{q\} = \{P(t)\}, \quad (37)$$

где $[M\{q\}]$ – матрица масс системы, характеризующая действие сил инерции, $[B\{q\}]$ – матрица демпфирования системы, характеризующая диссипативные свойства 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.

Также выполняется преобразование матриц в выражении (37)

$$\{M_1\} = [T_{10}]^T \{M_0\} [T_{10}],$$

$$\{B_1\} = [T_{10}]^T \{B_0\} [T_{10}],$$

$$\{K_1\} = [T_{10}]^T \{K_0\} [T_{10}].$$

3.3. Динамика технологической машины на гусеничном ходу

Краны-манипуляторы часто разрабатываются на базе различных модификаций трелевочного гусеничного трактора ТТ-4М. Ходовая система (рис. 58) 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.

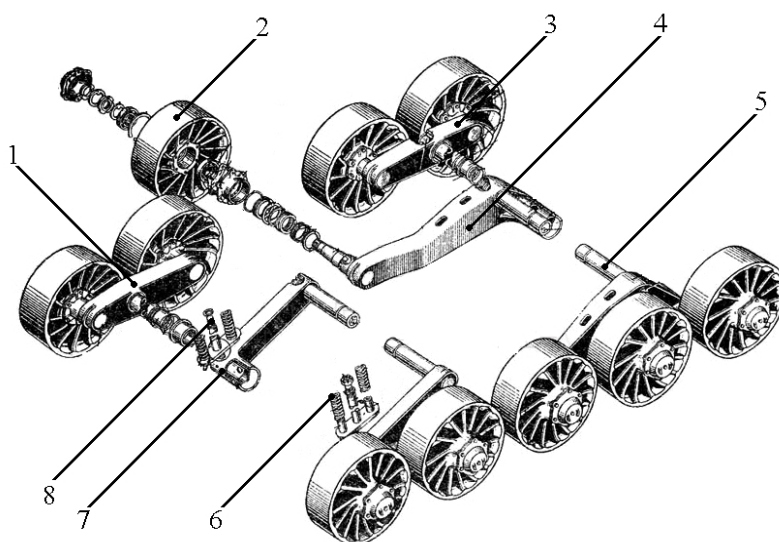


Рис. 58. Подвеска базового шасси самоходной энергетической машины (трактор ТТ-4М-01): 1 – передняя каретка; 2 – опорный каток; 3 – задняя каретка; 4 – задний рычаг; 5 – торсион; 6 – пружина передней подвески; 7 – передний рычаг; 8 – демпфер передней подвески

На рис. 59 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. 59 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.

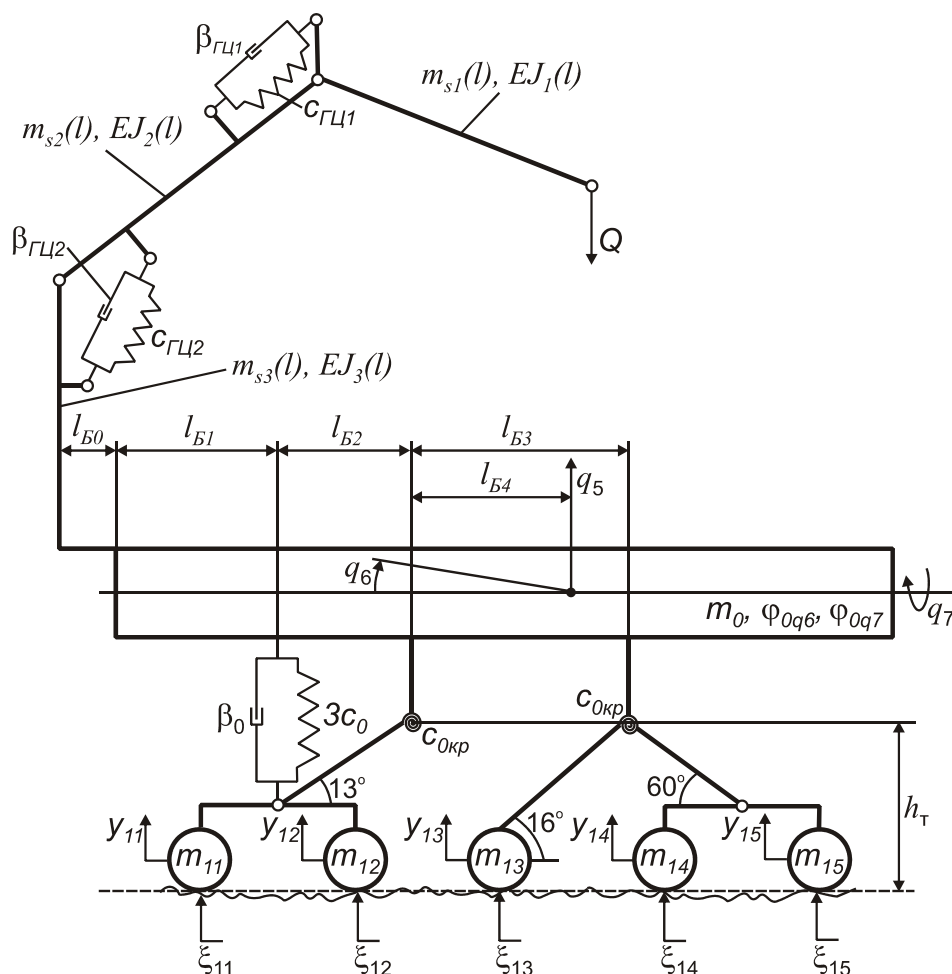


Рис. 59. Модель для исследования динамики движения машины с грузом

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 (37) выполнено методом Ньюмарка. Реализация процесса изменения нагрузки на конце стрелы крана-манипулятора показана на рис. 60.

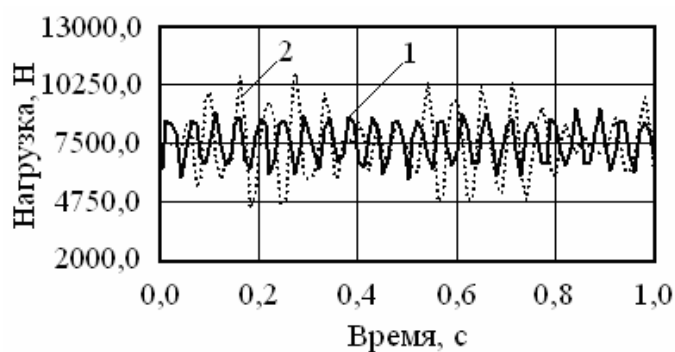


Рис. 60. Реализация нагрузки на конце стрелы:
1 – при проезде стесненных участков (конфигурация 1);
2 – в нормальных условиях (конфигурация 2)

Из рис. 60 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. 61). С удалением от элементов подвески влияние геометрической неровности на характер динамических нагрузок в металлоконструкции крана-манипулятора падает (рис. 61 а, б), а влияние колебаний подвешенного груза – возрастает (рис. 61 в). Это объясняется наличием в системе демпферных устройств (гидроцилиндров).

Динамический анализ на основе метода конечных элементов в промышленном пакете позволил определить значения напряжений, действующих в металлоконструкции крана-манипулятора (табл. 7).

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 [45].

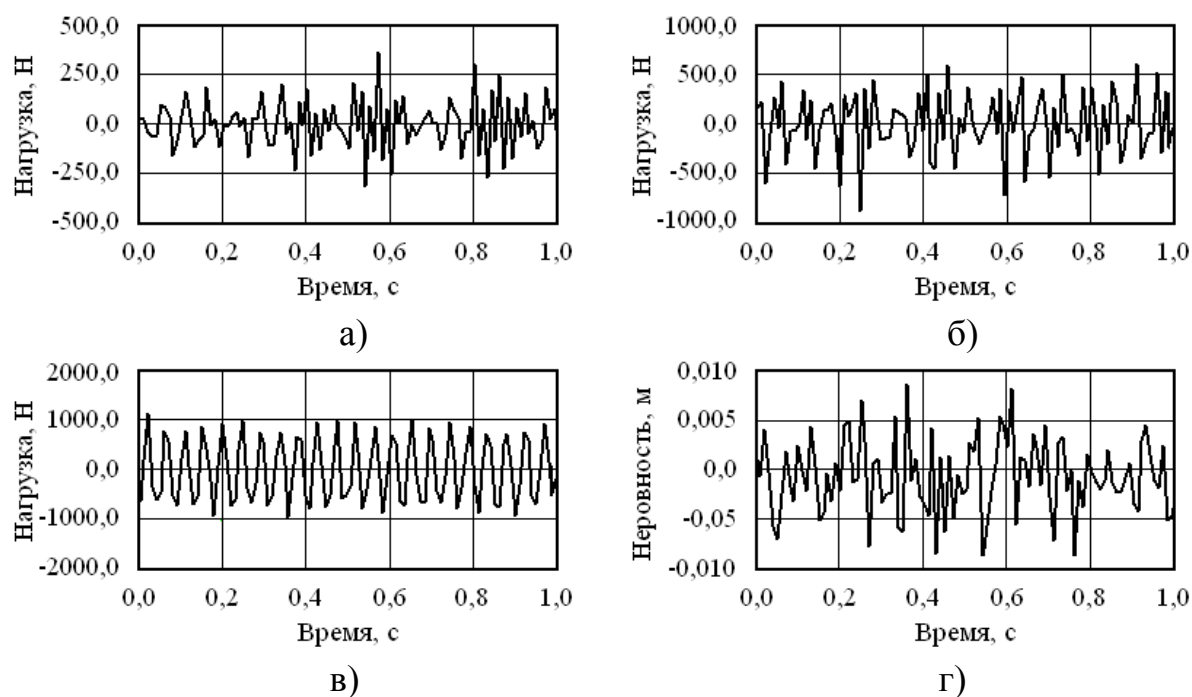


Рис. 61. Динамическая составляющая нагрузки (стрела в положении для проезда стесненных участков):

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

Таблица 7

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. 62. 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

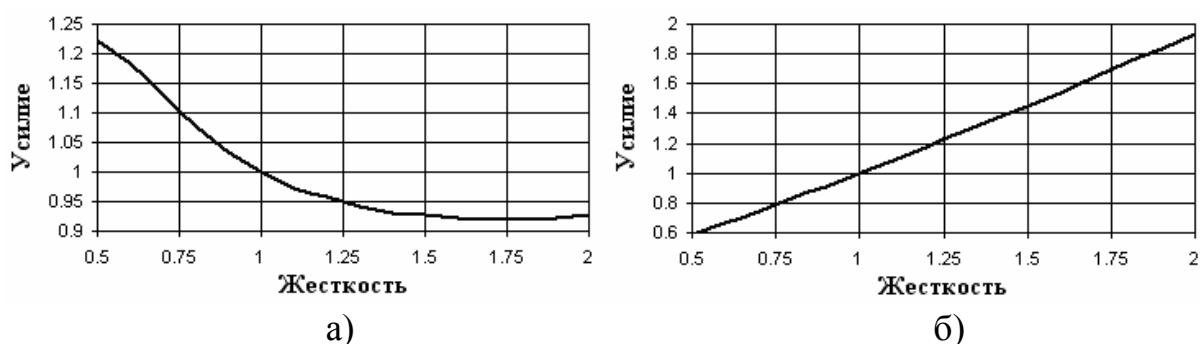


Рис. 62. Относительная зависимость среднеквадратичной величины усилий от относительной жесткости пружины: а – усилие в рукояти крана-манипулятора; б – усилие в рычаге передней подвески

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.

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. 63. Базовая вязкость комплекта – 5000 Нс/м.

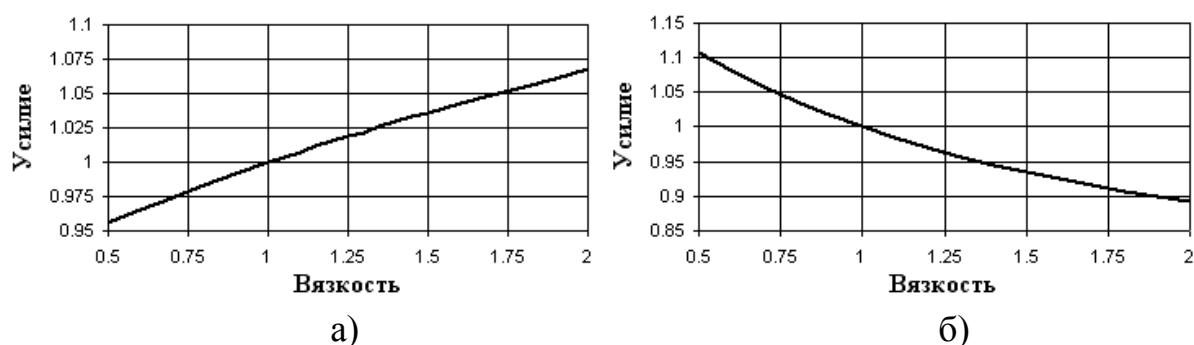


Рис. 63. Относительная зависимость среднеквадратичной величины усилий от относительной вязкости демпфера: а – усилие в рукояти крана-манипулятора; б – усилие в рычаге передней подвески

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. 64. Базовая масса катка – 60 кг.

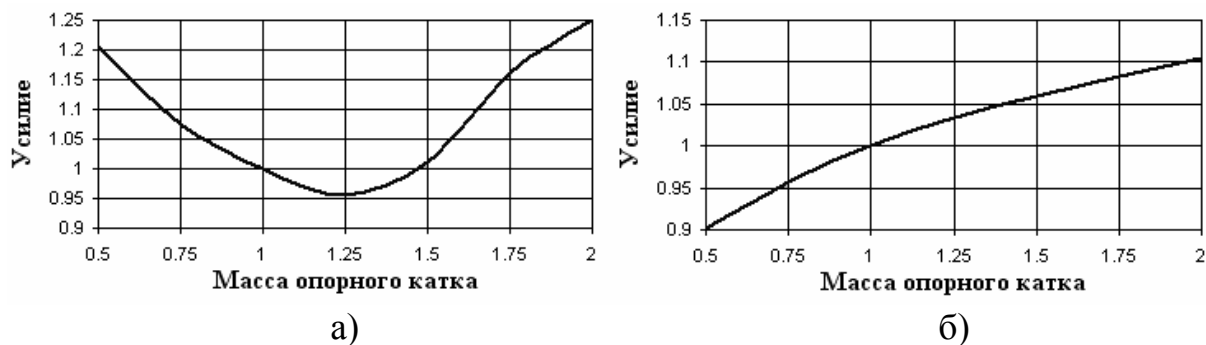


Рис. 64. Относительная зависимость среднеквадратичной величины усилий от относительной массы опорного катка: а – усилие в рукояти крана-манипулятора; б – усилие в рычаге передней подвески

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%.

3.4. Вибронагруженность оператора машины

Распространяясь по элементам конструкции базовой машины, вибрация действует на оператора машины. Длительное воздействие вибраций на организм человека приводит к развитию опасного для жизни профессионального заболевания – вибрационной болезни [64].

Заболевание проявляется нарушением нервной, сердечно-сосудистой систем, опорно-двигательного аппарата. Локальная и общая вибрация нарушает механизмы нервно-рефлекторных и нейрогуморальных систем. Вибрация приводит к повышению артериального давления и ангиоспазмам.

Ситуация осложняется тем, что подвеска рассчитана на большую массу трактора, поэтому плохо защищает оператора от вибрационных нагрузок. С целью снижения вредного воздействия, кресло оператора устанавливается на балансирующую систему с демпфером, а кабина крепится к раме машины с помощью цилиндрических резино-металлических амортизаторов.

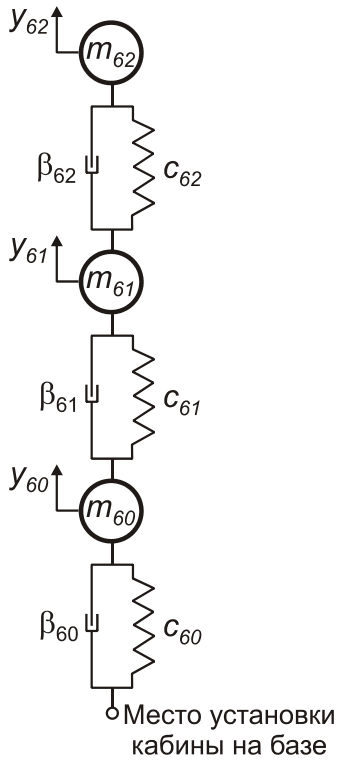


Рис. 65. Система масс, описывающих воздействие вибрации на оператора

Для оценки вибронегруженности оператора в модель (рис. 59) на расстоянии L_k по направлению к передней части машины от центра тяжести массы m_0 введена система из трех масс, последовательно соединенных упруго-диссипативными связями (рис. 65).

Динамическая система содержит массы: m_{60} – масса кабины, m_{61} – масса тела человека вместе с приведенной массой кресла, m_{62} – масса головы человека. Жесткость c_{60} и вязкость β_{60} соответствуют демпфирующим опорам кабины, c_{61} и β_{61} – креплению кресла, c_{62} и β_{62} – телу человека.

Динамический отклик тела человека на единичное воздействие на колеса подвески показан на рис. 66.

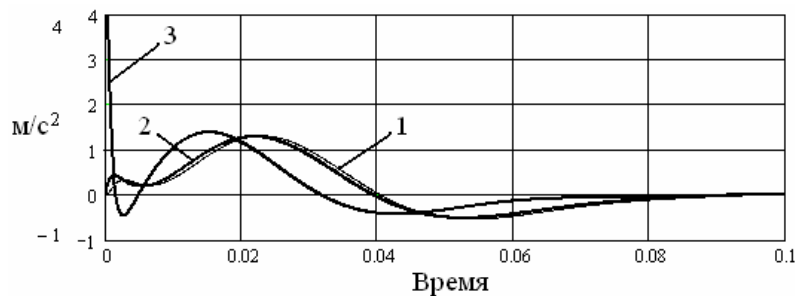


Рис. 66. Отклик тела человека на единичное воздействие (виброускорения): 1 – тело оператора; 2 – голова оператора; 3 – пол кабины

3.5. Многомассовые динамические модели крана-манипулятора

Метод конечных элементов применялся для детального учета динамических характеристик элементов крана-манипулятора, что требовало их представления как стержней с распределенными параметрами.

В то же время для анализа виброн нагруженности оператора это не требуется, потому что основное воздействие на человека оказывает геометрическая неровность пути. В связи с этим можно перейти от конечноэлементной модели к многомассовой модели (рис. 67), содержащей элементы, соединенные упруго-диссипативными связями.

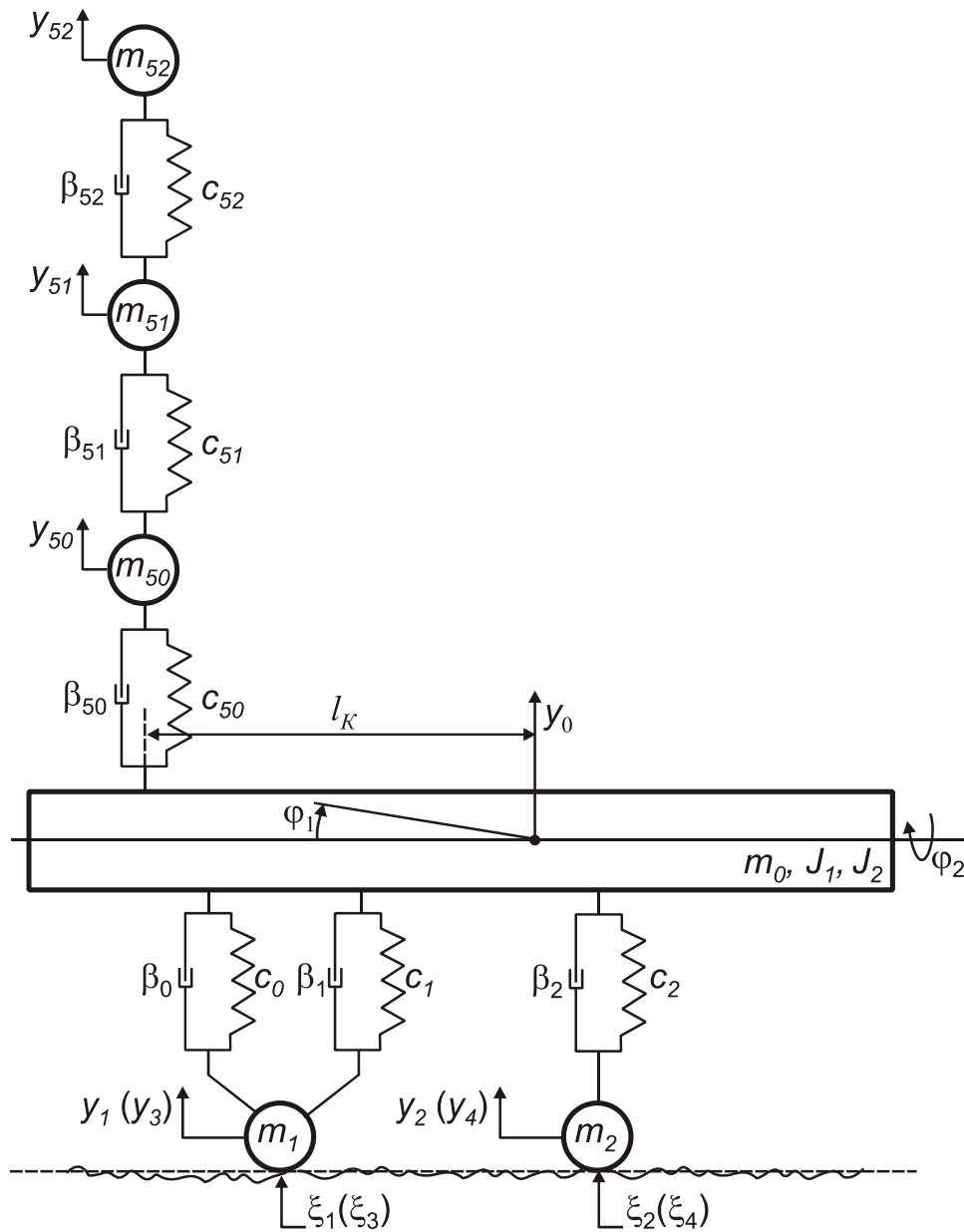


Рис. 67. Многомассовая модель технологической машины

Для сокращения числа уравнений движения, опорные катки с каждой стороны машины приведены к двум массам. Первая отображает переднюю рычажную систему, а вторая – заднюю.

Запишем общий вид уравнений движения динамической системы методом Даламбера.

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 = -F_1, \\ m_2 \ddot{y}_2 = -F_2, \\ m_3 \ddot{y}_3 = -F_3, \\ m_4 \ddot{y}_4 = -F_4, \\ m_0 \ddot{y}_0 = F_1 - F_2 + F_3 - F_4 + F_{50}, \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = (l_{Б2} + l_{Б4})F_1 - (l_{Б3} - l_{Б4})F_2 + (l_{Б2} + l_{Б4})F_3 - (l_{Б3} - l_{Б4})F_4, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = (0.5B)F_1 + (0.5B)F_2 - (0.5B)F_3 - (0.5B)F_4, \\ m_{50} \ddot{y}_{50} = F_{51} - F_{50}, \\ m_{51} \ddot{y}_{51} = F_{52} - F_{51}, \\ m_{52} \ddot{y}_{52} = -F_{52}, \end{array} \right.$$

где внутренние динамические усилия в конструкции записываются следующим образом:

$$\begin{aligned} F_1 &= c_0(y_1 - y_0 - (l_{Б2} + l_{Б4})\sin(\varphi_1) - 0,5B\sin(\varphi_2) + \xi_1) + \\ &+ \beta_0(\dot{y}_1 - \dot{y}_0 - (l_{Б2} + l_{Б4})\dot{\varphi}_1 \cos(\varphi_1) - 0,5\dot{\varphi}_2 B \cos(\varphi_2) + \dot{\xi}_1) + \\ &+ c_1(y_1 - y_0 - l_{Б4}\sin(\varphi_1) - 0,5B\sin(\varphi_2) + \xi_1) + \\ &+ \beta_1(\dot{y}_1 - \dot{y}_0 - l_{Б4}\dot{\varphi}_1 \cos(\varphi_1) - 0,5\dot{\varphi}_2 B \cos(\varphi_2) + \dot{\xi}_1); \\ F_2 &= c_2(y_2 - y_0 + (l_{Б3} - l_{Б4})\sin(\varphi_1) - 0,5B\sin(\varphi_2) + \xi_2) + \\ &+ \beta_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_0 + (l_{Б3} - l_{Б4})\dot{\varphi}_1 \cos(\varphi_1) - 0,5\dot{\varphi}_2 B \cos(\varphi_2) + \dot{\xi}_2); \\ F_3 &= c_0(y_3 - y_0 - (l_{Б2} + l_{Б4})\sin(\varphi_1) + 0,5B\sin(\varphi_2) + \xi_3) + \\ &+ \beta_0(\dot{y}_3 - \dot{y}_0 - (l_{Б2} + l_{Б4})\dot{\varphi}_1 \cos(\varphi_1) + 0,5\dot{\varphi}_2 B \cos(\varphi_2) + \dot{\xi}_3) + \\ &+ c_1(y_3 - y_0 - l_{Б4}\sin(\varphi_1) + 0,5B\sin(\varphi_2) + \xi_3) + \\ &+ \beta_1(\dot{y}_3 - \dot{y}_0 - l_{Б4}\dot{\varphi}_1 \cos(\varphi_1) + 0,5\dot{\varphi}_2 B \cos(\varphi_2) + \dot{\xi}_3); \\ F_4 &= c_2(y_4 - y_0 + (l_{Б3} - l_{Б4})\sin(\varphi_1) + 0,5B\sin(\varphi_2) + \xi_4) + \\ &+ \beta_2(\dot{y}_4 - \dot{y}_0 + (l_{Б3} - l_{Б4})\dot{\varphi}_1 \cos(\varphi_1) + 0,5\dot{\varphi}_2 B \cos(\varphi_2) + \dot{\xi}_4); \\ F_{52} &= c_{52}(y_{52} - y_{51}) + \beta_{52}(\dot{y}_{52} - \dot{y}_{51}); \\ F_{51} &= c_{51}(y_{51} - y_{50}) + \beta_{51}(\dot{y}_{51} - \dot{y}_{50}); \\ F_{50} &= c_{50}(y_{50} - y_0 - l_K \sin(\varphi_1)) + \beta_{50}(\dot{y}_{50} - \dot{y}_0 - \dot{\varphi}_1 l_K \cos(\varphi_1)), \end{aligned}$$

где y_i – вертикальные линейные перемещения элементов системы; φ_i – угловые перемещения (повороты) базы машины (m_0); m_i , c_i , β_i – массы, жесткости и коэффициенты диссипации элементов системы;

J_i – моменты инерции базы машины; B – ширина колеи (базы) машины; l_i – расстояния между элементами (рис. 59).

Для машины АСТ-4-А использованы следующие значения параметров модели: $m_0 = 19000$ кг, $m_1 = m_3 = 120$ кг, $m_2 = m_4 = 180$ кг, $m_{50} = 350$ кг, $m_{51} = 65$ кг, $m_{52} = 5$ кг, $c_0 = 3700$ кН/м, $c_1 = 1294$ кН/м, $c_2 = 960$ кН/м, $c_{50} = 800$ кН/м, $c_{51} = 454$ кН/м, $c_{52} = 118$ кН/м, $\beta_0 = 10$ кНс/м, $\beta_1 = 5$ кНс/м, $\beta_2 = 5$ кНс/м, $\beta_{50} = 73,6$ кНс/м, $\beta_{51} = 9,28$ кНс/м, $\beta_{52} = 4,2$ кНс/м, $B = 1$ м, $l_{Б2} + l_{Б4} = 1,0$ м, $l_{Б3} - l_{Б4} = 0,6$ м.

Графики динамического отклика системы на единичное воздействие на опорные катки ($\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = \xi_4 = 1$) показаны на рис. 68.

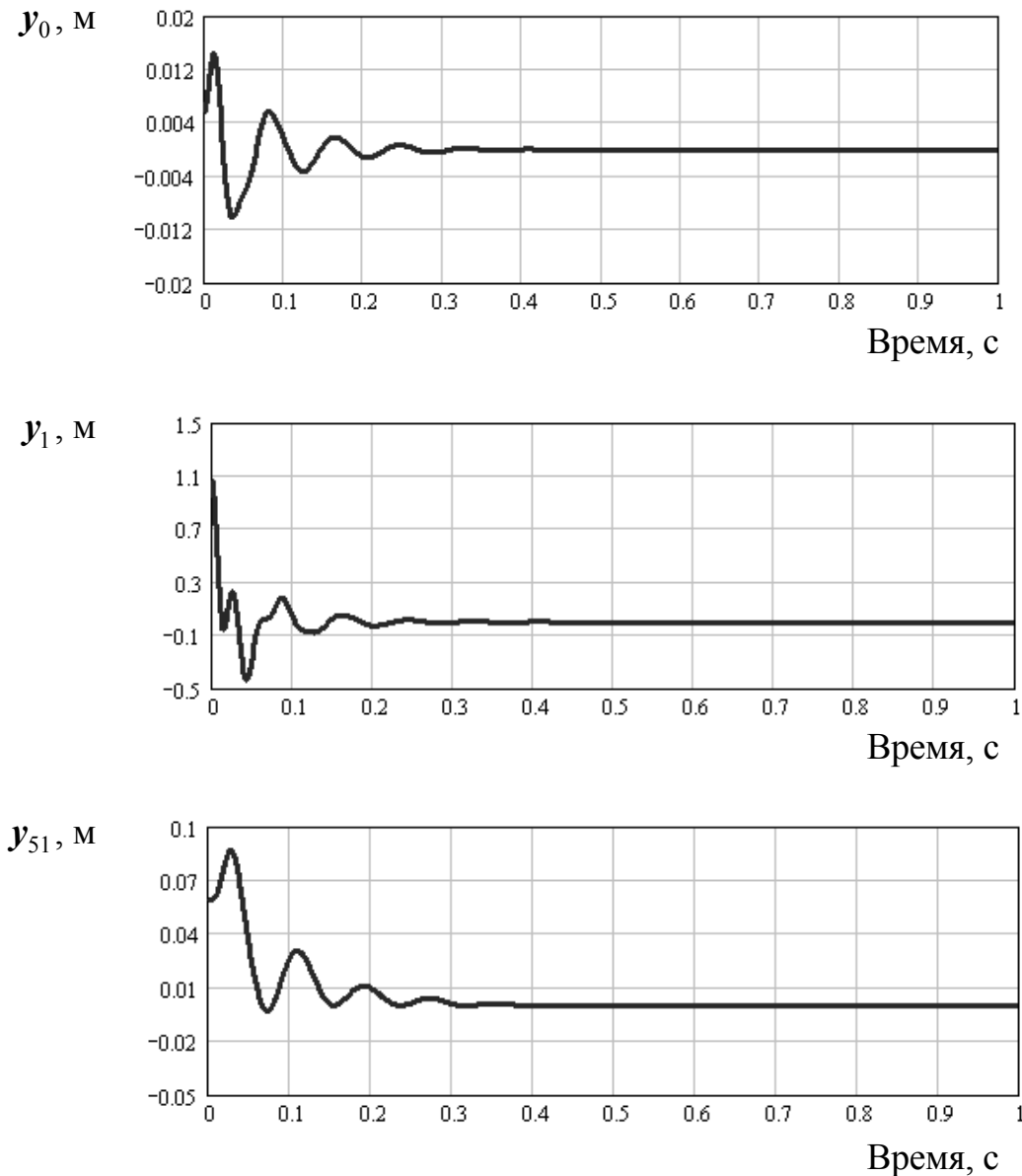


Рис. 68. Динамический отклик системы на воздействие

Реализации динамической нагруженности при движении машины по асфальто-бетонной дороге показаны на рис. 69.

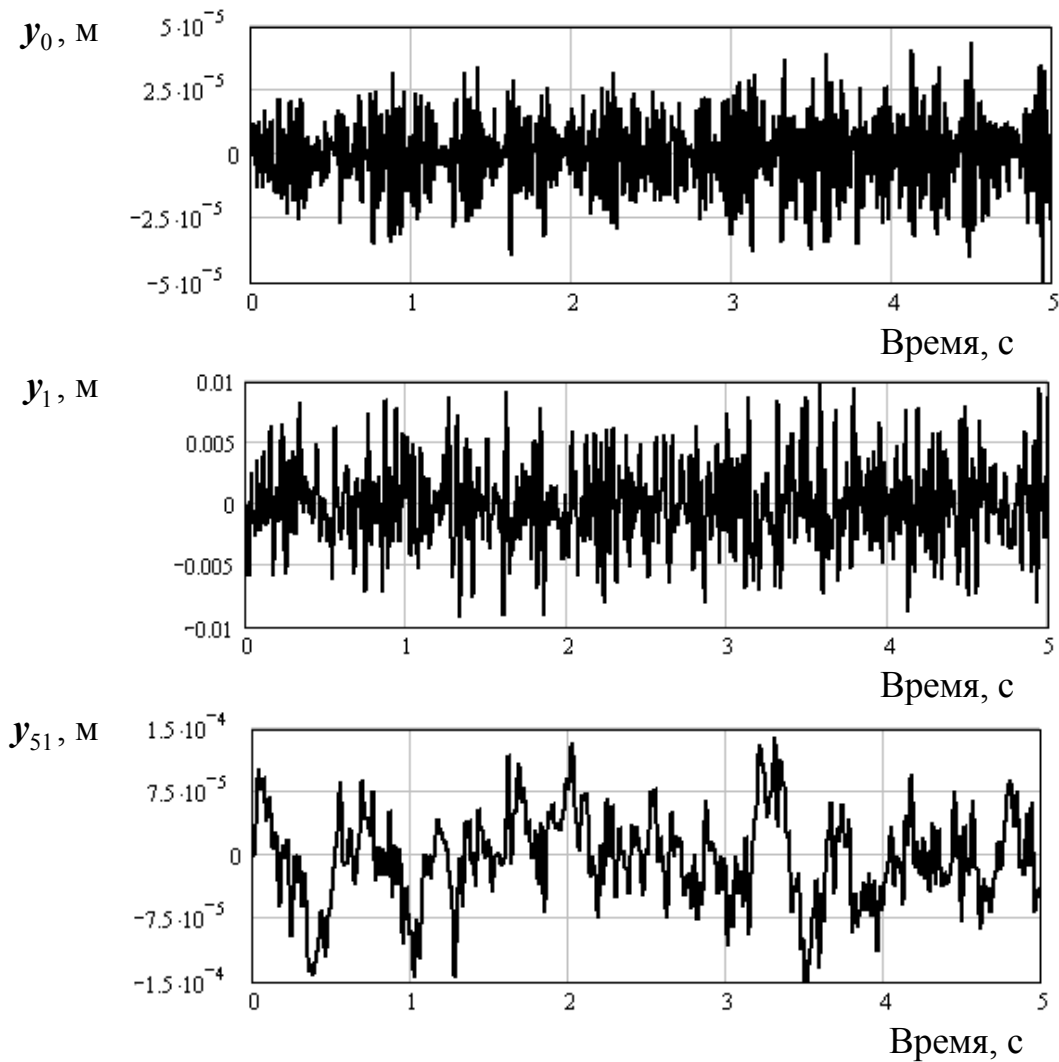


Рис. 69. Динамическая нагруженность при движении по асфальто-бетонной дороге

Наибольшие скорости и ускорения наблюдаются в неподрессоренных частях подвески. База машины колеблется с меньшими скоростями. Однако амплитуда колебаний кресла оператора выше, чем амплитуда колебаний базы. Это хорошо согласуется с результатами, полученными в [64]. С увеличением неровности дорожного полотна растут амплитуды колебаний всех элементов системы, в том числе тела и головы оператора.

При исследовании динамической нагруженности базового шасси или оператора машины влияние крана-манипулятора может быть учтено с использованием следующей модели (рис. 70). Кран-манипулятор представляется сосредоточенной массой m_6 и упруго-диссипативной связью с параметрами c_k, β_k .

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{y}_1 = -F_1, \\ m_2 \ddot{y}_2 = -F_2, \\ m_3 \ddot{y}_3 = -F_3, \\ m_4 \ddot{y}_4 = -F_4, \\ m_0 \ddot{y}_0 = F_1 - F_2 + F_3 - F_4 + F_{50} + F_k, \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = (l_{B2} + l_{B4})F_1 - (l_{B3} - l_{B4})F_2 + \\ \quad + (l_{B2} + l_{B4})F_3 - (l_{B3} - l_{B4})F_4 + (l_{B0} + l_{B1} + l_{B2} + l_{B4})F_k, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = (0.5B)F_1 + (0.5B)F_2 - (0.5B)F_3 - (0.5B)F_4, \\ m_{50} \ddot{y}_{50} = F_{51} - F_{50}, \\ m_{51} \ddot{y}_{51} = F_{52} - F_{51}, \\ m_{52} \ddot{y}_{52} = -F_{52}, \\ m_6 \ddot{y}_6 = -F_k + P. \end{array} \right.$$

где дополнительные усилия в конструкции составляют

$$P = 9,81m_6, \\ F_k = c_k(y_6 - y_0 - (l_{B0} + l_{B1} + l_{B2} + l_{B4})\sin(\varphi_1)) + \\ + \beta_k(\dot{y}_6 - \dot{y}_0 - \dot{\varphi}_1(l_{B0} + l_{B1} + l_{B2} + l_{B4})\cos(\varphi_1)).$$

Жесткость крана-манипулятора c_k определяется исходя из экспериментальных данных [94], из аналитического расчета или по результатам численного моделирования [79; 86].

Для определения жесткости крана-манипулятора использована полная конечноэлементная модель [79; 86], включающая в себя все элементы несущей металлоконструкции крана-манипулятора: поворотную колонну, стрелу, рукоять, два гидроцилиндра и шарниры.

Результаты расчета показаны на рис. 71. При подъеме груза весом $P = 7357,5$ Н перемещение точки подвеса груза вдоль вертикальной $\Delta = 0,0904$ м. Следовательно, жесткость крана-манипулятора

$$c_k = \frac{P}{\Delta} = \frac{7357,5}{0,0904 \cdot 10^3} \approx 81,4 \text{ кН.}$$

Реализации динамической нагруженности при движении машины по асфальто-бетонной дороге с подвешенным на кране-манипуляторе грузом показаны на рис. 72.

Графики показывают, что колебания груза на подвесе оказывают незначительное влияние на нагруженность оператора машины, которая определяется воздействием микрорельефа опорной поверхности.

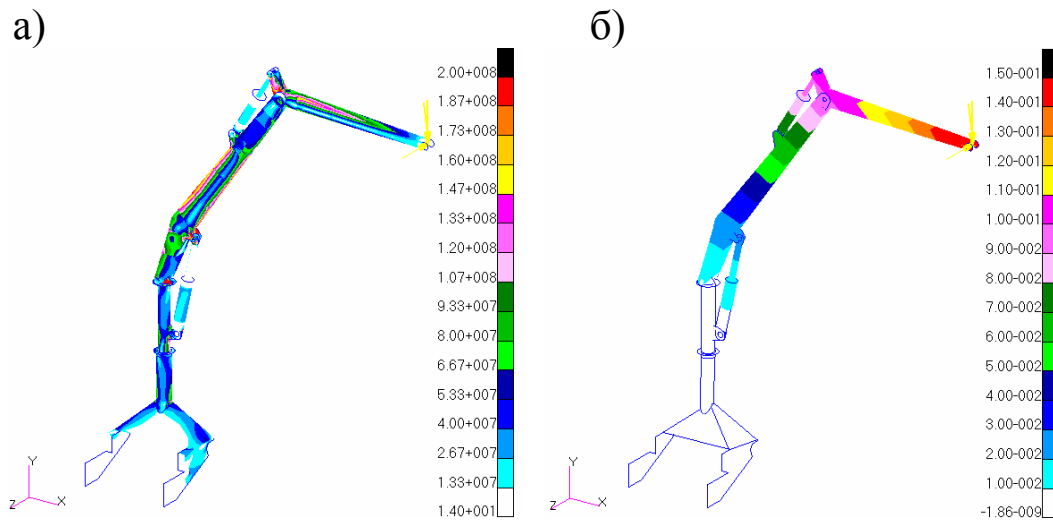


Рис. 71. Результаты конечноэлементного расчета:
а – напряжения, МПа; б – перемещения, м

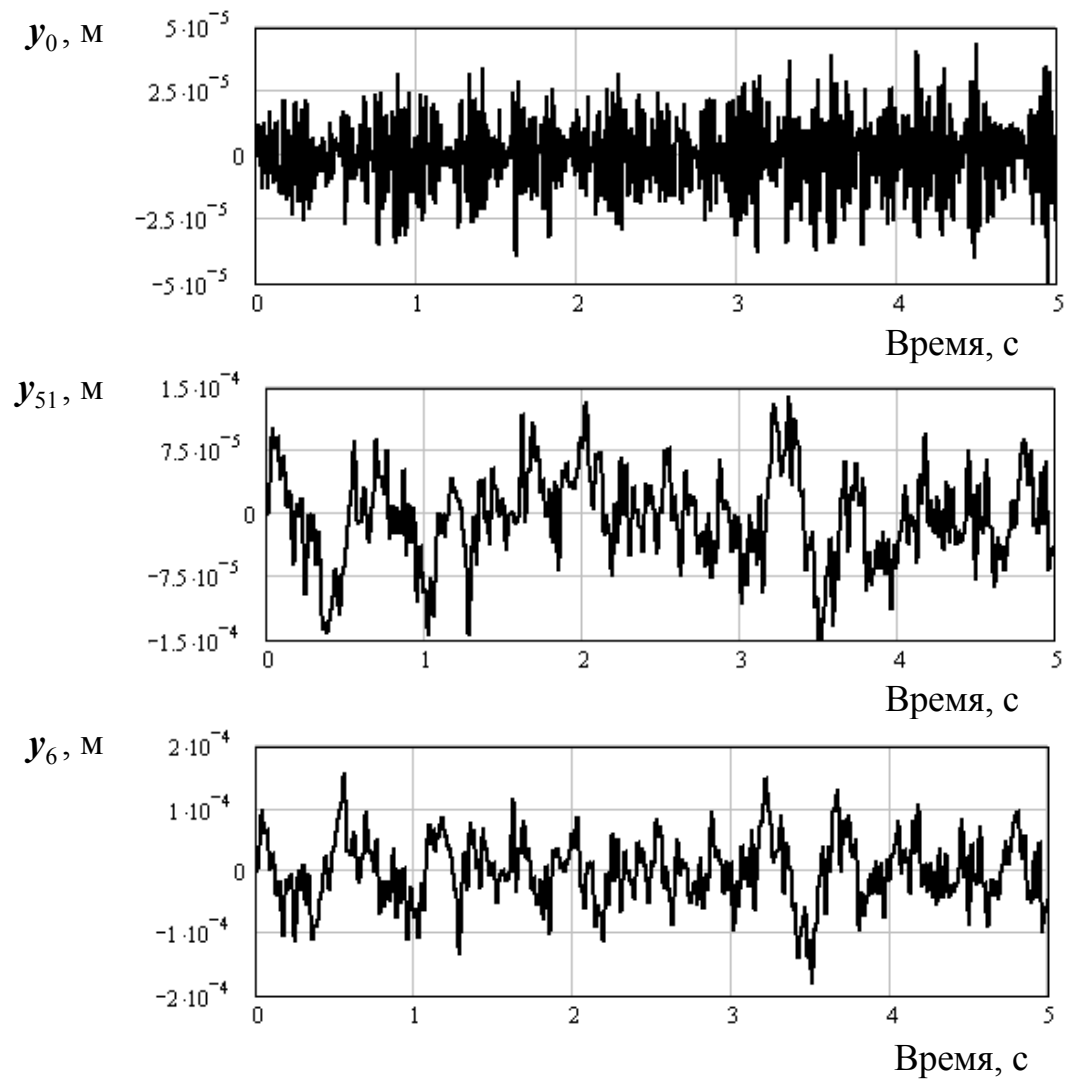


Рис. 72. Динамическая нагруженность
при движении с грузом по асфальто-бетонной дороге

Глава 4.

ОПТИМИЗАЦИЯ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА

Представленные ниже оптимизационные модели гидравлического крана-манипулятора ориентированы на их использование преимущественно при решении проектно-конструкторских задач, возникающих на этапе модернизации существующих машин для сварки трубопроводов [83; 84].

4.1. Общая постановка задачи оптимизации крана-манипулятора

Целью оптимизации крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов является максимальное выявление и использование резервов несущей способности его металлоконструкции и материала, а также энергетических характеристик силового гидропривода краново-манипуляционной установки. Достижение этой цели возможно при формировании таких кинематических схем крана, которые обеспечивают наилучшие значения заданных проектировщиком критериев качества при удовлетворении необходимых компоновочных решений, конструктивных и прочностных ограничений.

На рис. 73 показана подлежащая оптимизации кинематическая схема трехзвенного крана-манипулятора транспортно-технологической машины для сварки магистральных трубопроводов. Ее конфигурация определяется набором числовых величин – геометрическими размерами звеньев схемы и их элементов, а также присоединительными размерами для установки приводных гидродвигателей. Некоторые из этих размеров не подлежат варьированию в процессе поиска оптимального решения, т.е. при оптимизации являются неуправляемыми параметрами. К ним относятся те, которые либо однозначно определяются другими характерными размерами схемы, либо не подлежат варьированию при модернизации транспортно-технологической машины. Внешние нагрузки, воздействие которых учитывается при динамическом анализе металлоконструкции крана, также входят в число неуправляемых параметров.

За исключением фиксированных размеров, остальные размеры кинематической схемы могут включаться в список управляемых параметров, варьируемых с целью нахождения оптимального решения.

Из управляемых параметров формируется вектор неизвестных размеров $\{x\}$, подлежащих определению. Найденный в процессе оп-

$$\Pi(\{\mathbf{x}\}, \{\mathbf{z}\}) \rightarrow \min \quad (38)$$

$$d_l(\{\mathbf{x}\}, \{\mathbf{z}\}) \geq 0, \quad (l = 1, \dots, L) \quad (39)$$

$$e_m(\{\mathbf{x}\}, \{\mathbf{z}\}) \geq 0, \quad (m = 1, \dots, M) \quad (40)$$

$$f_n(\{\mathbf{x}\}, \{\mathbf{z}\}) \geq 0, \quad (n = 1, \dots, N) \quad (41)$$

где Π – целевая функция; d_l, e_m, f_n – системы линейных и нелинейных конструктивных, компоновочных и прочностных ограничений соответственно.

Конструктивные ограничения d_l (39) представляют собой геометрические соотношения, накладываемые на предельные (наибольшие $[\mathbf{x}_k]_{\max}$ и наименьшие $[\mathbf{x}_k]_{\min}$) значения варьируемых размеров кинематической схемы:

$$[\mathbf{x}_k]_{\max} - \mathbf{x}_k \geq 0, \quad k = 1, \dots, 8;$$

$$\mathbf{x}_k - [\mathbf{x}_k]_{\min} \leq 0, \quad k = 1, \dots, 8;$$

или

$$\mathbf{x}_1 - 0,05L_1 \geq 0; \quad \mathbf{x}_1 - 0,25L_1 \leq 0; \quad \mathbf{x}_2 - 1,658 \geq 0;$$

$$3,054 - \mathbf{x}_2 \geq 0; \quad 0,9L_2 - \mathbf{x}_3 \geq 0; \quad \mathbf{x}_4 - 0,05L_2 \geq 0; \quad 0,8L_2 - \mathbf{x}_4 \geq 0;$$

$$\mathbf{x}_5 - 0,05L_3 \geq 0; \quad 0,8L_3 - \mathbf{x}_5 \geq 0; \quad \mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_6 \geq 0; \quad 0,15L_2 - \mathbf{x}_7 \geq 0;$$

$$\mathbf{x}_8 - 0,55D_3 \geq 0; \quad D_3 - \mathbf{x}_8 \geq 0.$$

Компоновочные ограничения e_m (40) представляют собой геометрические соотношения, накладываемые минимально допустимыми длинами приводных гидроцилиндров, на минимально допустимые расстояния $[l_{ac}]_{\min}$ и $[l_{ef}]_{\min}$ между осями шарниров их крепления на металлоконструкции крана:

$$l_{ac} - [l_{ac}]_{\min} = 2\sqrt{\mathbf{x}_1^2 + \mathbf{x}_3^2 + \mathbf{x}_6^2 + 2\mathbf{x}_1\sqrt{\mathbf{x}_3^2 + \mathbf{x}_6^2} \sin[\Delta q_1 + q_{1H} + \mathbf{x}_2 + \arctg(\mathbf{x}_6 / \mathbf{x}_3)]} - \\ - \sqrt{\mathbf{x}_1^2 + \mathbf{x}_3^2 + \mathbf{x}_6^2 + 2\mathbf{x}_1\sqrt{\mathbf{x}_3^2 + \mathbf{x}_6^2} \sin[q_{1H} + \mathbf{x}_2 + \arctg(\mathbf{x}_6 / \mathbf{x}_3)]} - D_1 \geq 0;$$

$$l_{ef} - [l_{ef}]_{\min} =$$

$$= 2\sqrt{\mathbf{x}_4^2 + \mathbf{x}_5^2 + \mathbf{x}_7^2 + \mathbf{x}_8^2 + 2\sqrt{(\mathbf{x}_4^2 + \mathbf{x}_7^2)(\mathbf{x}_5^2 + \mathbf{x}_8^2)} \sin\left[q_{2H} - \arctg\left(\frac{\mathbf{x}_7}{\mathbf{x}_4}\right) - \arctg\left(\frac{\mathbf{x}_8}{\mathbf{x}_5}\right)\right]} -$$

$$- \sqrt{\mathbf{x}_4^2 + \mathbf{x}_5^2 + \mathbf{x}_7^2 + \mathbf{x}_8^2 + 2\sqrt{(\mathbf{x}_4^2 + \mathbf{x}_7^2)(\mathbf{x}_5^2 + \mathbf{x}_8^2)} \sin\left[\Delta q_2 + q_{2H} - \arctg\left(\frac{\mathbf{x}_7}{\mathbf{x}_4}\right) - \arctg\left(\frac{\mathbf{x}_8}{\mathbf{x}_5}\right)\right]} -$$

$$- D_2 \geq 0.$$

Прочностные ограничения f_n (41) представляют собой условия, накладываемые на величину напряжений в характерных сечениях металлоконструкции:

$$\begin{aligned} [\sigma_1] - \sigma_A &= [\sigma_1] - S_{\xi A} / A_A - M_{\xi \zeta A} / W_{\xi \zeta A} - M_{\xi \chi A} / W_{\xi \chi A} \geq 0; \\ \varphi[\sigma_1] - |\sigma_{A'}| &= [\sigma_1] + S'_{\xi A} / A'_A - M'_{\xi \zeta A} / W'_{\xi \zeta A} - M'_{\xi \chi A} / W'_{\xi \chi A} \geq 0; \\ [\sigma_2] - \sigma_b &= [\sigma_2] - S_{\xi b} / A_b - M_{\xi \zeta b} / W_{\xi \zeta b} - M_{\xi \chi b} / W_{\xi \chi b} \geq 0; \\ [\sigma_2] - \sigma_d &= [\sigma_2] - S_{\xi d} / A_d - M_{\xi \zeta d} / W_{\xi \zeta d} - M_{\xi \chi d} / W_{\xi \chi d} \geq 0; \\ [\sigma_2] - \sigma_B &= [\sigma_2] - S_{\xi B} / A_b - M_{\xi \chi b} / W_{\xi \chi B} \geq 0; \\ [\sigma_3] - \sigma_g &= [\sigma_3] - S_{\xi g} / A_g - \left(\sqrt{M_{\xi \zeta g}^2 + M_{\xi \chi g}^2} \right) / W_g \geq 0; \\ [\sigma_3] - \sigma_h &= [\sigma_3] - S_{\xi h} / A_h - \left(\sqrt{M_{\xi \zeta h}^2 + M_{\xi \chi h}^2} \right) / W_h \geq 0; \\ [\sigma_3] - \sigma_i &= [\sigma_3] - S_{\xi i} / A_i - \left(\sqrt{M_{\xi \zeta i}^2 + M_{\xi \chi i}^2} \right) / W_i \geq 0; \end{aligned}$$

где σ_ν – суммарное напряжение растяжения-сжатия и изгиба в ν -м характерном сечении металлоконструкции крана-манипулятора; $[\sigma_j]$ – допустимое напряжение в материале j -м звене; φ – коэффициент устойчивости; $S_{\xi \nu}$ – осевое усилие в ν -м сечении; $M_{\xi \zeta \nu}$, $M_{\xi \chi \nu}$ – изгибающие моменты в плоскостях $\xi \zeta$ и $\xi \chi$ в ν -м сечении; A_ν – площадь ν -го поперечного сечения; $W_{\xi \zeta \nu}$, $W_{\xi \chi \nu}$ – моменты сопротивления ν -го поперечного сечения рукоятки и стрелы в плоскостях $\xi \zeta$ и $\xi \chi$; W_ν – момент сопротивления ν -го поперечного сечения поворотной колонны.

При проверке прочностных ограничений напряжения могут быть вычислены с использованием конечноэлементных моделей.

Конкретная формулировка задачи оптимизации, математическое выражение целевой функции Π и ограничений в задаче оптимизации (38)-(41) определяется приоритетной целью проводимой модернизации транспортно-технологической машины, в качестве которой могут выступать:

- повышение энергоэффективности силового гидропривода крана-манипулятора;
- снижение уровня нагруженности металлоконструкции крана-манипулятора.

4.2. Постановка задачи оптимизации крана-манипулятора при повышении энергоэффективности силового гидропривода

Если модернизация направлена на повышение энергоэффективности силового гидропривода крана-манипулятора, в качестве критерия оптимальности целесообразно использовать условие минимума суммы максимальных тяговых усилий, развиваемых гидроцилиндрами в процессе совершения поворотных движений рукоятью и стрелой при наиболее неблагоприятной конфигурации кинематической схемы манипулятора:

$$C_1(\{x\}, \{z\}) = \sum_{i=1}^{i=2} b_i (a_{1i} U_{1i} + a_{2i} U_{2i}) \rightarrow \min, \quad (42)$$

где i – номер движения ($i=1$ – поворот рукояти относительно шарнира A , $i=2$ – поворот стрелы относительно шарнира B); U_{1i} , U_{2i} – максимальные значения эксплуатационной нагрузки на штоки гидроцилиндров привода рукояти и стрелы соответственно при выполнении i -го движения; a_{ji} – весовой коэффициент влияния нагрузки на штоке j -го гидроцилиндра на напряженное состояние металлоконструкции при выполнении i -го движения; b_i – весовой коэффициент влияния i -го движения на напряженное состояние металлоконструкции.

При таком подходе достигается снижение необходимой величины тяговых усилий приводных гидроцилиндров, что позволяет заменить приводные гидродвигатели исходного типоразмера менее мощными двигателями меньшего типоразмера и, как следствие, уменьшить установленную мощность насосного агрегата транспортно-технологической машины. Приближенная нижняя оценка эффективности перехода от исходной кинематической схемы крана-манипулятора к оптимальной может быть выражена коэффициентом снижения мощности насосного агрегата k_N , выражение для которого имеет вид:

$$k_N = \frac{N_{н,м}}{N_{н,и}} \approx \frac{U_{1\max,м} \dot{x}_1 + U_{2\max,м} \dot{x}_2}{U_{1\max,и} \dot{x}_1 + U_{2\max,и} \dot{x}_2} < 1, \quad (43)$$

где $N_{н}$ – мощность насосного агрегата; $U_{1\max}$, $U_{2\max}$ – наибольшие тяговые усилия, возникающие в гидроцилиндрах рукояти и стрелы соответственно при их движении; индекс «и» относится к исходному варианту крана, «м» – к модернизированному.

На практике коэффициент k_N оказывается выше, чем его нижняя оценка согласно зависимости (43), так как при подборе гидродвигателя меньшего типоразмера его диаметр должен быть согласован с нормальным рядом диаметров гидроцилиндров согласно ГОСТ 12447-80.

Оптимизационная модель вида (42) с целью выявления ее эффективности для реального объекта была апробирована применительно к задаче модернизации гидравлического крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А. В табл. 8 приведены результаты оптимизации, а на рис. 74 представлен внешний вид кранов-манипуляторов, соответствующих характерным вариантам исполнения его кинематической схемы. Дополнительно приведены параметры наихудшего варианта кинематической схемы, для которого характерно максимальное возможное значение целевой функции Π_1 . Вектор управляемых параметров $\{x\}$ для указанного варианта определялся минимизацией целевой функции вида

$$- \Pi_1(\{x\}, \{z\}) \rightarrow \min$$

при остающейся без изменений системе ограничений (38)-(41).

Таблица 8

Результаты оптимизации целевой функции Π_1 (42)

Параметр	Размерность	Значение параметра для варианта		
		исходного	оптимального	наихудшего
l_{Aa}	мм	0,346	0,409	0,344
Θ	град	120	150,6	110
l_{Ab}	мм	1,003	0,976	1,031
l_{Bd}	мм	0,85	0,981	0,300
l_{Bg}	мм	0,79	0,193	0,884
l_{bc}	мм	0,331	0,406	0,281
l_{de}	мм	0,06	0,536	0,010
l_{fg}	мм	0,199	0,333	0,124
Π_1	кН	453,5	232,0	833,0
$U_{1\max}$	кН	96,9	57,5	189,3
$U_{2\max}$	кН	130,2	68,9	227,2

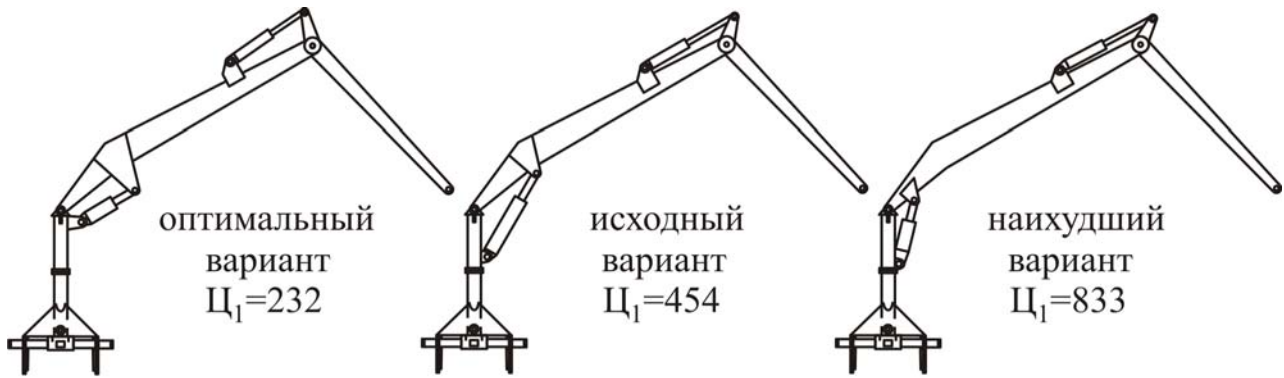


Рис. 74. Внешний вид крана-манипулятора при оптимизации, направленной на повышение энергоэффективности гидропривода

Максимальные значения тяговых усилий гидроцилиндров крана-манипулятора в процессе выполнения движений рукояти и стрелы, которые были достигнуты при оптимизации по критерию повышения энергоэффективности силового гидропривода, оказались сниженными с 96,9 кН до 57,5 кН (гидродвигатель движения рукояти) и с 130,2 кН до 68,9 кН (гидродвигатель движения стрелы), т.е. приблизительно на 41% и 47% соответственно. Это позволяет заменить применяющие в выпускаемой в настоящее время машине гидроцилиндры номинальным диаметром 125 и 160 мм на гидроцилиндры меньшего типоразмера номинальным диаметром по 110 мм и 140 мм, соответственно, при сохранении паспортного значения номинальной угловой скорости поворота звеньев крана снизить расходы рабочей жидкости с 20,3 л/мин до 9,7 л/мин (гидродвигатель движения рукояти) и с 26,8 л/мин до 11,6 л/мин (гидродвигатель движения стрелы), т.е. приблизительно на 52% и 57% соответственно. Как результат, используя зависимость (43) для приближенной оценки эффективности оптимизации по критерию ζ_1 , можно прогнозировать, что использование названных результатов при модернизации машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А позволит снизить потребляемую мощность гидропривода приблизительно на 44%.

4.3. Постановка задачи оптимизации крана-манипулятора при снижении уровня нагруженности металлоконструкции

Если модернизация направлена на снижение уровня нагруженности металлоконструкции крана-манипулятора, в качестве критерия оптимальности целесообразно использовать условие минимума суммы максимальных относительных напряжений в трех секциях при движениях рукояти и стрелы при наиболее неблагоприятной конфигурации кинематической схемы манипулятора:

$$Ц_2(\{x\}, \{z\}) = \quad (44)$$

$$= \sum_{i=1}^{i=2} \left[c_{1i} \max_{j=1} \left(\frac{\sigma_1}{[\sigma_1]} \right)_i + c_{2i} \max_{j=2} \left(\frac{\sigma_2}{[\sigma_2]} \right)_i + c_{3i} \max_{j=3} \left(\frac{\sigma_3}{[\sigma_3]} \right)_i \right] \rightarrow \min,$$

σ_j – напряжение в j -й секции; $\max_{j=1}(\sigma_j / [\sigma_j])_i$ – максимальное относительное напряжение в j -й секции при движении i -й секции; c_{ji} – весовой коэффициент влияния вклада относительного напряжения в j -й секции в напряженное состояние металлоконструкции при выполнении i -го движения.

При таком подходе достигается равномерное снижение уровня напряженного состояния во всех звеньях крана-манипулятора. Это является тем резервом несущей способности металлоконструкции, который можно использовать для увеличения номинальной грузоподъемности крана без увеличения уровня напряженного состояния модернизированной конструкции по сравнению с исходной.

Оптимизационная модель вида (44) с целью выявления ее эффективности для реального объекта была апробирована применительно к задаче модернизации гидравлического крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А. В табл. 9 приведены результаты оптимизации, а на рис. 75 представлен внешний вид кранов-манипуляторов, соответствующих характерным вариантам исполнения его кинематической схемы. Дополнительно приведены параметры наихудшего варианта кинематической схемы, для которого характерно максимальное возможное значение целевой функции $Ц_2$. Вектор управляемых параметров $\{x\}$ для указанного варианта определялся минимизацией целевой функции вида

$$- Ц_2(\{x\}, \{z\}) \rightarrow \min$$

при остающейся без изменений системе ограничений (38)-(41).

Результаты оптимизации целевой функции Π_2 (44)

Параметр	Размерность	Значение параметра для варианта		
		исходного	оптимального	наихудшего
l_{Aa}	мм	0,346	0,157	0,331
Θ	град	120	95	122,5
l_{Ab}	мм	1,003	2,75	0,767
l_{Bd}	мм	0,85	0,850	1,000
l_{Bg}	мм	0,79	0,138	0,940
l_{bc}	мм	0,331	0,001	0,331
l_{de}	мм	0,06	0,082	0,060
l_{fg}	мм	0,199	0,112	0,233
Π_2	-	3,71	2,54	4,08

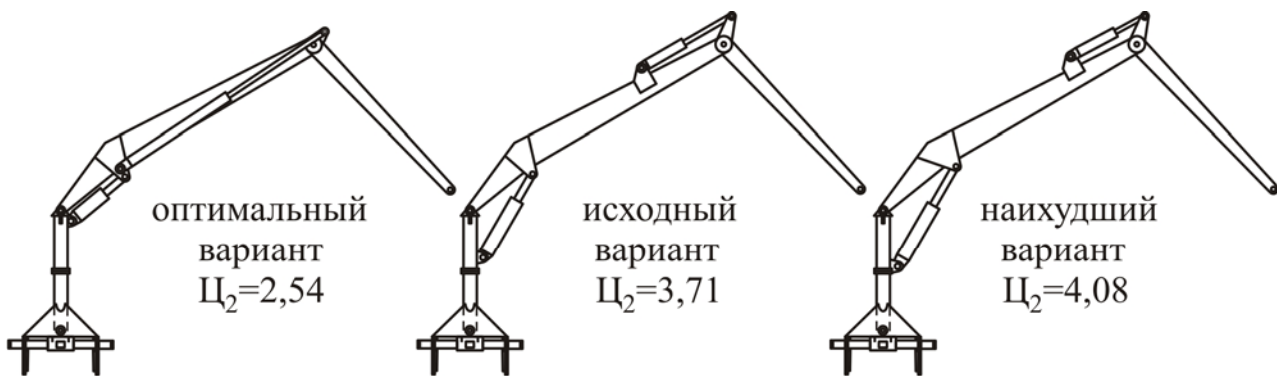


Рис. 75. Внешний вид крана-манипулятора при оптимизации, направленной на снижение уровня нагруженности металлоконструкции

Оптимизация по критерию снижения уровня нагруженности металлоконструкции крана-манипулятора (44) позволяет снизить уровень относительных напряжений в наиболее нагруженных сечениях звеньев в среднем с 0,62 до 0,42, т.е. приблизительно на 32%. Как результат, можно прогнозировать, что использование названных результатов при модернизации машины для сварки трубопроводов АСТ-4-А позволит повысить номинальную грузоподъемность крана-манипулятора с 750 кг до 1100 кг (в 1,47 раза) без дополнительного усиления его металлоконструкции.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной монографии представлен комплекс методически взаимосвязанных математических моделей оценки динамической нагруженности трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов, а также инженерных методик их реализации.

Разработаны динамические модели трехзвенного гидравлического крана-манипулятора при движении его элементов (рукояти, стрелы, поворотной колонны), учитывающие режим работы силового гидропривода (параметры подачи рабочей жидкости, скорости движения приводных гидродвигателей, переменность эксплуатационных, инерционных и ветровой нагрузок) и переменность инерционных характеристик металлоконструкции самого крана и перемещаемого им груза.

Разработана динамическая модель передвижения с подвешенным грузом транспортно-технологической машины, оснащенной трехзвенным гидравлическим краном-манипулятором, по стохастически неровной грунтовой поверхности.

Разработана математическая модель оптимального выбора геометрических размеров кинематической схемы трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов при их модернизации, реализующие различные критерии оптимальности конструкции при наиболее неблагоприятных условиях ее нагружения в процессе работы крана-манипулятора и обеспечения прочности и жесткости металлоконструкции.

Созданный вычислительный программный комплекс позволяет автоматизировать проведение динамического анализа в процессе отработки движений отдельными звеньями и расчет напряженно-деформированного состояния металлоконструкции, а также позволяет моделировать случайный процесс изменения напряжений в металлоконструкции крановой установки при передвижении транспортно-технологической машины по стохастически неровной поверхности с подвешенным грузом.

Результаты исследований вносят вклад в решение актуальной научной и практической задачи повышения эффективности использования данных грузоподъемных машин.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абрамович, И.И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справ. / И.И. Абрамович. – М.: Машиностроение, 1989.
2. Аварии с разливами нефти на магистральных трубопроводах компании ОАО «АК Транснефть»: [сайт]. – Режим доступа: <http://news.babr.ru/?IDE=28552>.
3. Агрегаты для сварки трубопроводов на шасси трактора ДТ-75 // ЗАО «Дизель-Ремонт»: [сайт]. – Режим доступа: <http://diesel-reмонт.ru/price.shtml?id=14>.
4. Акулич, И.Л. Математическое программирование в примерах и задачах / И.Л. Акулич. – М.: Высшая школа, 1986. – 319 с.
5. АЗ «Чайка-Сервис»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.amcoveba.ru>.
6. Аладинский, В.В. Формирование требований к геометрии и свойствам сварных соединений труб, обеспечивающих надежность трубопроводов / В.В. Аладинский, А.В. Мельникова // Наука и техника в газовой промышленности. – 2009. – № 4. – С. 43-52.
7. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552 с.
8. Алюшин, Ю.А. Кинематический и динамический анализ типовых трехзвенных манипуляторов / Ю.А. Алюшин, В.М. Рачек, П.М. Вержанский // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2009. – №12. – С. 474-488.
9. Базара, М. Нелинейное программирование. Теория и алгоритмы / М. Базара, К. Шетти. – М.: Мир, 1983. – 583 с.
10. Барановская, Л.В. Оптимальное проектирование металлоконструкций тяжелых козловых кранов градиентными методами: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / Барановская Лариса Вакифовна. – Орел: ОГТУ. – 2010. – 16 с.
11. Барский, И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
12. Болотин, В.В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений / В.В. Болотин. – М.: Стройиздат, 1981. – 351 с.
13. Бортяков, Д.Е. Проектирование оптимальных по массе металлоконструкций и стрел хоботов порталных кранов / Д.Е. Бортяков // Тр. СПбГТУ. – №478. Динамика, прочность и надёжность технологических машин. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1988. – С. 34-41.

-
14. Брауде, В.И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин / В.И. Брауде. – Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
 15. Брауде, В.И. Системные методы расчета грузоподъемных машин / В.И. Брауде, М.С. Тер-Мхитаров. – Л.: Машиностроение, 1985. – 181 с.
 16. Будрин, С. В. Расчеты стреловых самоходных кранов / С.В. Будрин. – Владивосток: [б. и.], 1995. – 111 с.
 17. Вершинский, А.В. Строительная механика и металлические конструкции / А.В. Вершинский, М.М. Гохберг, В.П. Семенов; под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1984. – 231 с.
 18. Воробьев, В.И. Механика промышленных роботов: в 3 кн. кн. 1. Кинематика и динамика / В.И. Воробьев, С.А. Попов, Г.И. Шевелева; под общ. ред. Н.В. Фролова, Е.И. Воробьева. – М.: Высшая школа, 1988. – 304 с.
 19. Галлагер, Р. Метод конечных элементов. Основы / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1975. – 428 с.
 20. Гамынин, Н.С. Гидравлический следящий привод / Н.С. Гамынин, Я.А. Каменир, Б.Л. Коробочкин [и др.]; под ред. В.А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с.
 21. Гасымов, Г.Ш. Нагруженность валочно-пакетирующих машин на по-степенных и выборочных рубках леса / Г.Ш. Гасымов, В.А. Александров. – С-Пб.: Изд-во СПбГУ, 2005. – 192 с.
 22. ГОСТ 1451-77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. – Введ. 1978-01-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 2003. – 12 с.
 23. ГОСТ 1575-87. Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров. – Введ. 1988-01-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 2002. – 5 с.
 24. ГОСТ 6627-74. Крюки однорогие. Заготовки. Типы. Конструкция и размеры. – Введ. 1976-01-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 1975. – 14 с.
 25. ГОСТ 19281-89. Прокат из стали повышенной прочности. Общие технические условия. – Введ. 1991-01-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 1991. – 14 с.
 26. ГОСТ 25546-82. Краны грузоподъемные. Режимы работы. – Введ. 1986-01-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 2002. – 8 с.
 27. 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.
 28. Грешилов, А.А. Прикладные задачи математического программирования / А.А. Грешилов. – 2-е изд. – М.: Логос, 2006. – 288 с.

-
29. Гуськов, В.В. Тракторы. Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов [и др.]. – М: Машиностроение, 1988. – 377 с.
30. Дабагян, А.В. Оптимальное проектирование машин и сложных устройств / А.В. Дабагян. – М. : Машиностроение, 1979. – 279 с.
31. Демокритов, В.Н. Оптимальное проектирование крановых мостов / В.Н. Демокритов. – Ульяновск: Приволж. кн. изд-во, 1978. – 108 с.
32. Дискретная оптимизация в MSC.Nastran: методические указания / С.А. Сергиевский. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 1998. – 24 с.
33. Жаденов, В.С. Технология и оборудование лесозаготовок (этапы развития) / В.С. Жаденов, А.Н. Заикин, Ю.В. Шелгунов. – Брянск: БГИТА, 2002. – 592 с.
34. Жуков, А.В. Оценка показателей динамических процессов узкозахватной колесной валочной машины / А.В. Жуков, М.П. Майко, М.И. Асмоловский // Известия вузов. – 1992. – №6. – С. 53-58.
35. Забавников, Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1968. – 320 с.
36. ЗАО «Дизель-Ремонт»: [сайт]. – Режим доступа: <http://dizel-remont.ru>.
37. ЗАО «Инман»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.inman.ru>.
38. ЗАО «Нефтегазтехника». – <http://www.ngtech.ru/trakt.html>.
39. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 540 с.
40. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
41. Зубов, А.П. Разработка методики оптимального проектирования пролетного строения решетчатых козловых кранов: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Зубов Андрей Петрович. – Саратов, 2005. – 20 с.
42. Зырянова, С.А. Система автоматизированного моделирования стрелового грузоподъемного крана : Дис. ... канд. техн. наук : 05.13.12 Омск, 2006 154 с. РГБ ОД, 61:06-5/2363.
43. Ильин, Е.И. Организация ремонта и сервисного обслуживания подъемно-транспортных машин / Е.И. Ильин. – Брянск: БГТУ, 2008. – 66 с.
44. Рыбников, Е.К. Инженерные расчёты механических конструкций в системе MSC. Patran-Nastran / Е.К. Рыбников, С.В. Володин, Р.Ю. Соболев. М.: 2003. – 130 с.
45. Инструкция по эксплуатации самоходной энергетической машины АСТ-4-А. – Брянск: [б.и.], 2010. – 26 с.
46. Казак, С.А. Расчеты металлургических кранов / С.А. Казак, В.Н. Котов, П.З. Петухов и др. – М.: Машиностроение, 1973. – 264 с.

-
47. Казак, С.А. Статистическая динамика нагружения подъемно-транспортных машин / С.А. Казак. – Свердловск: УПИ, 1988. – 88 с.
48. Карманов, В.Г. Математическое программирование / В.Г. Карманов. – М.: Наука – 2004. – 264 с.
49. Краны и подъемные устройства. Классификация. Часть 1. Общие положения: ИСО 4301/1-86.
50. Курсовое проектирование грузоподъемных машин / С.А. Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов [и др.]; под ред. С.А. Казака. – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.
51. Кобзев, А.П. Оптимальное проектирование тяжелых козловых кранов / А.П. Кобзев. – Саратов: СГУ, 1991. – 160 с.
52. Ключев, С.В. Оптимальное проектирование конструкций башенного типа: автореферат дисс. канд. техн. наук: 05.23.01 / Ключев Сергей Владимирович. – Белгород: БГТУ им. В.Г. Шухова. – 2006. – 21 с.
53. Ковалев, Р.В. Введение в моделирование динамики механических систем / Р.В. Ковалев, Д.В. Даниленко. – 2004.
54. Колмогоров, Г.Л. Оптимальное проектирование конструкций / Г.Л. Колмогоров, А.А. Лежнева. – Пермь: ПГТУ, 2005. – 167 с.
55. Колокольцев, В.А. Выбор целевой функции при оптимальном проектировании металлоконструкций тяжелых козловых кранов / В.А. Колокольцев, В.Ю. Сапьянов, П.А. Шайкин // Вестн. СГТУ. – 2009. – № 1. – С. 54-62.
56. Конструкция и технические характеристики крана-манипулятора ИМ 20 // ЗАО «Инман»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.inman.ru/xcat/product/1.html>.
57. Конструкция и технические характеристики крана-манипулятора ИМ 40Т // ЗАО «Инман»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.inman.ru/xcat/product/42.html>.
58. Конструкция и технические характеристики крана-манипулятора ИМ 150Т // ЗАО «Инман»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.inman.ru/xcat/product/11.html>.
59. Конструкция и технические характеристики крана-манипулятора ИМ 180 // ЗАО «Инман»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.inman.ru/xcat/product/11.html>.
60. Конструкция и технические характеристики крана-манипулятора ИМ 240А // ЗАО «Инман»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.inman.ru/xcat/product/13.html>.

-
61. Конструкция и технические характеристики крана-манипулятора АИФ 300 // ЗАО «Инман»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.inman.ru/xcat/product/14.html>.
62. Копанев, Д.Б. Решение задач динамики средствами MSC.Nastran. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 1998. – 179 с.
63. Кормен, Т.Х. Алгоритмы: построение и анализ. – 2-е изд. – М.: «Вильямс», 2006. – 1296 с.
64. 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.
65. Крахмалев, О.Н. Моделирование движения манипуляционных систем с упругими звеньями / О.Н. Крахмалев, А.П. Болдырев, Л.И. Блейшмидт // Вестник БГТУ. – 2010. – № 3. – С. 31-38.
66. 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.
67. Лагерев, А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2010. – С. 125-143.
68. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование вала барабана грузоподъемных кранов общего назначения / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник БГТУ. – 2006. – № 4. – С. 14-21.
69. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование валов барабанов грузоподъемных кранов мостового типа на основе моделирования усталостного отказа / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Вестник БГТУ. – 2008. – № 1. – С. 29-33.
70. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / Брянск: изд-во БГТУ, 2006. – 232 с.
71. 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.
72. Лагерев, И.А. Влияние массы опорного катка базового шасси на нагруженность трехзвенного крана-манипулятора / И.А. Лагерев // Материалы III регион. научно-практ. конф. молодых исследователей и специалистов «Проведение исследования по приоритетным направлениям современной науки для создания инновационных технологий» / под ред. И.А. Лагерева. – Брянск: БГТУ, 2011. – С. 49-51.

73. Лагерев, И.А. Влияние параметров демпфера подвески базового шасси на нагруженность трехзвенного крана-манипулятора / И.А. Лагерев // *Материалы II Международной заочной научн.-практ. конф. «Актуальные проблемы науки»*. – Тамбов: ТРОО «Бизнес-Наука-Общество», 2011. – С. 78-79.

74. Лагерев, И.А. Динамический анализ трехзвенного гидравлического крана-манипулятора / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев // *Вестн. БГТУ*. – 2011. – №3. – С. 9-16.

75. Лагерев, И.А. Имитационное моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана / И.А. Лагерев // *Вестн. БГТУ*. – 2009. – №4. – С. 65-70.

76. Лагерев, И.А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом / И.А. Лагерев // *Подъемно-транспортное дело*. – 2011. – №3. – С. 7-9.

77. Лагерев, И.А. Динамическая нагруженность и оптимальное проектирование трехзвенного гидравлического крана-манипулятора / 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. 42-44.

78. Лагерев, И.А. Кинематический расчёт трёхзвенного крана-манипулятора / И.А. Лагерев // *Сборник материалов Междунар. научн.-техн. конф. «Материалы, технологии и ресурсосберегающие технологии»*. – Могилев: БРУ, 2011. – Ч. 2. – С. 12-13.

79. Лагерев, И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов // *Известия вузов. Машиностроение*. – 2011. – №4. – С. 29-36.

80. Лагерев, И.А. Моделирование технологического процесса работы крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // *Сборник трудов 8-й Межрег. научн.-техн. конф. студентов и аспирантов* – Смоленск: ГОУ ВПО МЭИ(ТУ), 2011. – Т. 1. – С. 138-143.

81. Лагерев, И.А. Моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана на основе сетевой имитационной модели / И.А. Лагерев // *Вестн. БГТУ*. – 2010. – №2. – С. 74-81.

82. Лагерев, И.А. Модернизация процесса строительства магистральных трубопроводов с использованием кранов-манипуляторов / И.А. Лагерев // *Энергетика, информатика, инновации* – 2011: Сборник Междунар. научн.-техн. конф. – Смоленск: ГОУ ВПО МЭИ(ТУ), 2011. – Т. 1. – С. 217-220.

83. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Научному прогрессу – творчество молодых: сб. научн. тр. Международ. Молодежной научн. конф.: в 3 ч. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2011. – С. 66-67.

84. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Динамика крана-гидроманипулятора // Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2011616816. – Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 02.11.11.

85. Лагерев, И.А. Оценка нагруженности при оптимальном проектировании крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // «Наука и современность – 2011»: сборник материалов VIII Международной научн.-практ. конф. / Под. общ. ред. С.С. Чернова. – Новосибирск: ЦРНС, 2011. – Ч. 2. – С. 174-178.

86. 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.

87. 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.

88. 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.

89. Лагерев, И.А. Увеличение грузоподъемности крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов «АСТ-4-А» / И.А. Лагерев // Сборник материалов Междунар. заочной научн. конф. «Технические науки: проблемы и перспективы». – С.-Пб.: Молодой учёный, 2011. – С. 83–85.

90. Лагерев, И.А. Увеличение грузоподъемности крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов / И.А. Лагерев // Научному прогрессу – творчество молодых: сб. научн. тр. Междунар. молодежн. научн. конф. в 3 ч. – Йошкар-Ола: МарГТУ, 2011. – Ч. 1. – С. 68-69.

91. Лифшиц В.Л. Исследование оптимальных стальных конструкций башенных кранов: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Лифшиц В.Л. – М., 1970. – 16 с.

92. Лобов, Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 156 с.

-
93. Лобов, Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н.А. Лобов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.
94. Макаров, Р.А. Тензометрия в машиностроении / Р.А. Макаров, А.Б. Ренский, Г.Х. Боркунский, М.И. Этингоф / под ред. Р.А. Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 286 с.
95. Машины самоходные энергетические для сварки трубопроводов на шасси тракторов ТТ-4М-01, ТБ-1-МА-15 // ЗАО «Дизель-Ремонт»: [сайт]. – Режим доступа: <http://diesel-remont.ru/price.shtml?id=13>.
96. Машины и оборудование для лесозаготовок. – Режим доступа: <http://www.mir-lzm.ru>.
97. Невзоров, Л.А. Башенные краны / Л.А. Невзоров. – М.: Высшая школа, 1980.
98. Невзоров, Л.А. Башенные краны / Л.А. Невзоров, А.А. Зарецкий, Л.М. Волин [и др]. – М.: Машиностроение, 1979
99. Неразрушающий контроль: справ. / В.В. Ключев и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 488 с.
100. Неженцев, А.Б. К вопросу определения фактического режима работы грузоподъемных машин / А.Б. Неженцев // Подъем. сооруж. спец. техн. – 2008. – № 1. – С. 52-55.
101. Никитина, Н.Е. Акустоупругость. Опыт практического применения / Н.Е. Никитина. – Н. Новгород: ТАЛАМ, 2005 г. – 352 с.
102. Николаев, А.С. Единая транспортная система / А.С. Николаев. – М.: Лицей, 2001. – 286 с.
103. Норенков, И.П. Автоматизированное проектирование / И.П. Норенков. – М.: 2000. – 188 с.
104. Норенков, И.П. Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии / И.П. Норенков, П.К. Кузьмик. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.
105. Носов, С.В. Взаимодействие колесных, гусеничных и дорожных машин с деформируемым опорным основанием (научные основы): автореферат дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.04 / Носов Сергей Владимирович. – С-Пб., 2008. – 34 с.
106. Образцов, И.Ф. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов / И.Ф. Образцов. – М.: Высшая школа, 1985. – 392 с.
107. Огородникова, О.М. Расчёт конструкций в ANSYS / О.М. Огородникова. – М.: Техноцентр компьютерного инженеринга, 2009. – 452 с.

108.ООО «Мега Драйв»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.unicmega.ru>.

109.ООО «Палфингер Кран Рус»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.palfinger.ru>.

110.ООО «Технополис»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.isuzu-unic.ru>.

111.ООО «Фасси Рус»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.fassi.ru>.

112.Оптимальное проектирование металлоконструкций стреловых и мостовых кранов. – Ижевск: [б. и.], 1981. – 60 с.

113.Оптимизация в MSC.Patran: методические указания. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 1998. – 55 с.

114.Оптимизация конструкций из композиционных материалов с использованием системы MSC.Nastran: методические указания / В.П. Полиновский. – М.: MacNeal-Schwendler Corporation, 1999. – 27 с.

115.Опыт применения ограничителей грузоподъемности типа ОГШ со встроенным регистратором параметров / Ю.Ф. Тимин, В.А. Потапов, С.А. Царев. – Режим доступа: <http://www.itc-kros.ru/publications/2.php>.

116.Павлов, В.П. Автоматизация проектирования стрелоподъемного гидромеханизма / В.П. Павлов // Подъемно-транспортное дело. – 2008. – №3. – С. 2-4.

117.Панасенко, Н.Н. Дискретно-континуальная модель пространственных металлоконструкций грузоподъемных кранов / Н.Н. Панасенко, А.В. Синельщиков // Вестник АГТУ. – 2006. – №1. – С. 184-193.

118.Панасенко, Н.Н. Исследование процесса движения автомобильных стреловых самоходных кранов / Н.Н. Панасенко, А.А. Хахов // Тяжелое машиностроение. – 2008. – №12. – С. 29-31.

119.Пат. 2159415 Рос. Федерация, МПК⁷ G01L1/00, B66C23/86. Способ экспериментального определения динамических нагрузок / В.Д. Апальков; И.А. Вершинин; А.Ф. Конопкин [и др.]; заявитель и патентообладатель ЗАО «НК Уралтерминалмаш». – №99100197/28; заявл 05.01.99; опубл. 20.11.2000.

120.Пат. 104167 Рос. Федерация, МПК⁷ B66C23/00. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор: / авторы и заявители Лагерев И.А., Лагерев А.В.; патентообладатель ГОУ ВПО «БГТУ». – № 2010153018/11; заявл. 23.12.10; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 13.

121.Петухов, П.З. Специальные краны / П.З. Петухов, Г.П. Ксюнин, Л.Г. Серлин. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.

122. 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.

123. Платонов, В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя / В.Ф. Платонов. – М.: Машиностроение, 1973. – 232 с.

124. Поляков, Б.Н. Методология параметрической оптимизации деталей и конструкций сложных конфигураций / Б.Н. Поляков // Наука и образование. – №2. – 2008. Режим доступа <http://technomag.edu.ru/doc/70257.html>.

125. Погорелов Д.Ю. О численных методах моделирования движения систем твердых тел / Д.Ю. Погорелов // Журнал вычислительной математики и математической физики. – 1995. – № 4. – С. 501-506.

126. 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.

127. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

128. Портной, Н.И. Исследования процесса управления механизмом поворота строительных башенных кранов и обоснование требований к его приводу: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Портной Н.И. – М., 1976. – 16 с.

129. ПБ 10-382-00. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – М.: ПИО ОБТ, 2000. – 76 с.

130. ПБ 10-257-98. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов-манипуляторов. – М.: ПИО ОБТ, 2003. – 89 с.

131. Расин, Д.Ю. Безопасность эксплуатации кузовов пассажирских вагонов при нормативных продольных соударениях: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / Расин Дмитрий Юрьевич. – Брянск, 2010. – 19 с.

132. Расчёты крана-манипулятора на базе гусеничного трактора на прочность, жесткость и максимальную грузоподъемность: отчет о НИР (заключ.) / ГОУ ВПО БГТУ; рук. А.В. Лагерев; исполн.: И.А. Лагерев [и др.]. – Брянск, 2010. – 81 с. – Библиогр.: с. 81.

133. РД-153-39.4-056-00. Правила технической эксплуатации магистральных нефтепроводов. – Введ. 2001-01-01. – М.: ИПТЭР, 2000. – 76 с.

134. РД 50-48-0075.03.02. Рекомендации по устройству и безопасной эксплуатации надземных крановых путей. – Введ. 2003-01-01. – Уфа: ГАУ РНТИК «БашТехИнформ», 2009.

-
135. Ржаницын, А.Р. Строительная механика / А.Р. Ржаницын. – М.: Высшая школа, 1991. – 439 с.
136. Добыча полезных ископаемых в 2010 году. – Режим доступа: <http://www.gks.ru>.
137. О состоянии внешней торговли в 2010 году. – Режим доступа: <http://www.gks.ru>.
138. Ростехнадзор РФ. О состоянии промышленной безопасности опасных производственных объектов, рационального использования и охраны недр РФ в 2006 г.: государственный доклад. – Режим доступа: <http://www.gosnadzor.ru>.
139. Санжаровский, Р.С. Теория расчёта строительных конструкций на устойчивость и современные нормы / Р.С. Санжаровский, А.А. Веселов. – М.: АСВ, 2002. – 128 с.
140. Сапьянов, В.Ю. Определение оптимальных параметров поперечных сечений элементов металлоконструкций тяжелых козловых кранов грузоподъемностью 400 т / В.Ю. Сапьянов // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2008. – № 6. – С. 86-88.
141. Серлин, Л.Г. Оптимальный вес коробчатых металлоконструкций стрелы и хобота порталного крана / Л.Г. Серлин // Тр. ЛПИ. – №329. Машиностроение. – Л.: Машиностроение, 1972. – С. 62-71.
142. СНиП 2.01.07-85. Нагрузки и воздействия. – Введ. 1987-01-01. – М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 2003.- 58 с.
143. Скорость ветра – сводные данные – Брянск. – Режим доступа: <http://bryansk-meteo.ru/brjansk/pivot/wind>.
144. Соколов, С.А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / С.А. Соколов. – СПб.: Политехника, 2005. – 423 с.
145. Спицына, Д.Н. Динамика кранов с жестким подвесом груза / Д.Н. Спицына, К.В. Поликарпов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 184 с.
146. Спицина, Д.Н. Строительная механика стержневых машиностроительных конструкций / Д.Н. Спицина. – под ред. С.Д. Пономарева. – М.: Высшая школа, 1977. – 248 с.
147. Справочник по кранам: в 2-х т. / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др.; под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, 1988. – 136 с.
148. Стратегия развития ОАО «Газпром» // ОАО «Газпром»: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.gazprom.ru/strategy>.
149. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля / В.П. Тарасик. – СПб.: БВХ-Петербург, 2006. – 478 с.

-
- 150.Тарко, Л.М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л.М. Тарко. – М.: Машиностроение, 1973. – 168 с.
- 151.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.
- 152.Ушкалов, В.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько. – Киев: Наук. думка, 1982. – 360 с.
- 153.Чернова, Н.М. Оптимальное проектирование планетарных зубчатых передач грузоподъемных машин / Н.М. Чернова. – Саратов: СГТУ, 2006. – 177 с.
- 154.Чернова, Н.М. Разработка целевой функции оптимального проектирования механизмов подъема груза по критерию первого уровня / Н.М. Чернова // Вестн. СГТУ. – 2009. – № 1. – С. 67-70.
- 155.Чудаков, Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: Колос, 1982. – 384 с.
- 156.Шелгунов, Ю.В. Машины и оборудование лесозаготовок, лесосплава и лесного хозяйства / Ю.В. Шелгунов. – М.: Лесная промышленность, 1982. – 520 с.
- 157.Шимкович, Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows / Д.Г. Шимкович. – М.: ДМК Пресс, 2003. – 448 с.
- 158.Шлющенко, А.П. Механика многоциклового усталостного разрушения / А.П. Шлющенко. – Брянск: БИТМ, 1990. – 156 с.
- 159.Шлющенко, А.П. Нагруженность и расчеты деталей машин и элементов конструкций на прочность и долговечность / А.П. Шлющенко. – Брянск: БИТМ, 1991. – 156 с.
- 160.Экспериментальная механика: в 2-х кн.: Кн. 1 / под ред. А. Кобаяси. – М.: Мир, 1990. – 616 с.
- 161.Янсон, Р.А. Оптимальное проектирование технических систем для строительства / Р.А. Янсон. – Тверь: ТГТУ, 2003. – 82 с.
- 162.DIN 15018. Cranes; steel structures; principles of design and construction.
- 163.EN 12999:2002. Cranes-Loader cranes. – Brusseles, 2002. – 96 p.
- 164.Sprečić, D. Forming of dynamical models of cranes with complex moving of payload / D. Sprečić, H. Bukvić // *Mechanika 2008: Proceedings of the 13 International Conference, Kaunas, Apr. 3-4, 2008.* – Kaunas, 2008. – С. 472-475.

-
165. Furukawa Unic Corporation: [сайт]. – Режим доступа: <http://furukawaunic.co.jp>.
166. 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.
167. Fu, K.S. Robotics: Control, Sensing, Vision and Intelligence / K.S. Fu, R.C. Gonzalez, C.S.G. Lee. – New York: Hill Book Company, 1989. – 624 p.
168. HIAB: [сайт]. – Режим доступа: <http://www.hiab.com>.
169. Kim, Y-J. Interactive dynamics for crawler crane simulation in virtual reality / Young-Jun Kim. – University of Pennsylvania, 1997. – 35 p.
170. Multi-purpose Hydraulic Crane. Mod. UNIC UR-A100. – Tokio: Furucawa Unic Corporation, 2010. – 26 p.
171. Multi-purpose Hydraulic Crane. Mod. UNIC UR-V230. – Tokio: Furucawa Unic Corporation, 2010. – 26 p.
172. Multi-purpose Hydraulic Crane. Mod. UNIC UR-V600E. – Tokio: Furucawa Unic Corporation, 2010. – 26 p.
173. Multi-purpose Mini Crawler Hydraulic Crane. Mod. UNIC UR-U-104-C. – Tokio Furucawa Unic Corporation, 2010. – 26 p.
174. Multi-purpose Mini Crawler Hydraulic Crane. Mod. UNIC UR-W295CRS. – Tokio Furucawa Unic Corporation, 2010. – 26 p.
175. Noor, A.K. Structures technology for future aerospace systems / A.K. Noor. – American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2000. – 406 p.
176. Optimimization of rigid-flexible multibody systems with application to vehicle dynamics and crashworthiness / M.S. Pereira, J.P. Dias // Dynamics. – 2002. – №5. – p. 123-131.
177. Shahinpoor, M. A Robot Engineering Textbook / M. Shahinpoor. – New York: Happer&Row Publishers, 1990. – 527 p.
178. Torby, B.J. Dynamic modeling of a flexible manipulator with prismatic links / B.J. Torby, I. Kimura // Trans. ASME. J. Dynam. Syst. Meas. and Contr. – 1999. – V. 121. – № 4. – P. 691-696.
179. 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.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
ВВЕДЕНИЕ	5
1. СОВРЕМЕННЫЕ ПОДХОДЫ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ КРАНОВ-МАНИПУЛЯТОРОВ	6
1.1. Конструкции кранов-манипуляторов	6
1.2. Условия эксплуатации кранов-манипуляторов	17
1.3. Оценка нагруженности и оптимизация кранов- манипуляторов	21
2. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА ПРИ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ПЕРЕМЕЩЕНИИ ГРУЗА ...	33
2.1. Кинематическая схема крана-манипулятора	33
2.2. Связь кинематических параметров движения выходных звеньев силовых гидроцилиндров и звеньев крана- манипулятора	36
2.2.1. Зависимости связи кинематических параметров движения штока гидроцилиндра ГЦ1 и рычага	36
2.2.2. Зависимости связи кинематических параметров движения штока гидроцилиндра ГЦ2 и стрелы	38
2.2.3. Зависимости связи кинематических параметров движения штока гидроцилиндра ГЦ3 и поворотной колонны	40
2.3. Моменты инерции элементов конструкции крана- манипулятора.....	41
2.3.1. Моменты инерции элементов конструкции крана- манипулятора при поворотном движении рукояти ...	41
2.3.2. Моменты инерции элементов конструкции крана- манипулятора при поворотном движении стрелы ...	43
2.3.3. Моменты инерции элементов конструкции крана- манипулятора при поворотном движении поворот- ной колонны	46
2.3.4. Моменты инерции элементов конструкции крана- манипулятора при совместном поворотном движе- нии рукояти и стрелы	50
2.4. Динамический и силовой анализ крана-манипулятора при поворотном движении рукояти	52
2.5. Динамический и силовой анализ крана-манипулятора при поворотном движении стрелы	80

2.6. Динамический и силовой анализ крана-манипулятора при поворотном движении колонны	104
2.7. Динамический и силовой анализ крана-манипулятора при совместном поворотном движении рукояти и стрелы ...	138
3. ДИНАМИКА КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ С ГРУЗОМ	151
3.1. Моделирование геометрической неровности опорной поверхности	151
3.2. Метод конечных элементов в решении задач динамики технологических машин	155
3.3. Динамика технологической машины на гусеничном ходу ...	158
3.4. Вибронагруженность оператора машины	163
3.5. Многомассовые динамические модели крана-манипулятора	164
4. ОПТИМИЗАЦИЯ КРАНА-МАНИПУЛЯТОРА	172
4.1. Общая постановка задачи оптимизации крана-манипулятора	172
4.2. Постановка задачи оптимизации крана-манипулятора при повышении энергоэффективности силового гидропривода	176
4.3. Постановка задачи оптимизации крана-манипулятора при снижении уровня нагруженности металлоконструкции	179
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	180
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	181