

Министерство образования Республики Беларусь
Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет»

И. В. Лесковец, А. П. Смоляр, В. И. Сёмчен

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ КРАНЫ

Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию в области транспорта и транспортной деятельности для студентов специальностей 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» (ОСВО 1-36 11 01-2013), 1-36 11 01 «Инновационная техника для строительного комплекса» (ОСВО 1-36 11 01-2021), 6-05-0715-03 «Автомобили, тракторы, мобильные и технологические комплексы», 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» в качестве пособия по дисциплинам «Подъемно-транспортные машины» и «Грузоподъемные машины»

Могилев
«Белорусско-Российский университет»
2025

УДК 621.873
ББК 39.9
Л50

Рекомендовано к изданию ученым советом Белорусско-Российского университета
«27» февраля 2024 г., протокол № 8

Р е ц е н з е н т ы :

кафедра «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса»
Белорусского национального технического университета (зав. кафедрой д-р техн.
наук, проф. *А. В. Вавилов*); канд. техн. наук, доц., декан строит. фак. Белорусского
государственного университета транспорта *Д. И. Бочкарев*

Лесковец, И. В.

Л50 Грузоподъемные краны : пособие / И. В. Лесковец, А. П. Смоляр,
В. И. Сёмчен. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2025. – 141 с.: ил.
ISBN 978-985-492-315-4.

Изложены методики проектирования грузоподъемных кранов, позволяющие студентам специальностей, в область которых входит использование средств механизации промышленного и строительного производства, приобрести компетенции расчета и выбора параметров грузоподъемных кранов.

Предназначено для студентов, осваивающих предметы, связанные с проектированием грузоподъемных машин.

**УДК 621.873
ББК 39.9**

ISBN 978-985-492-315-4

© Лесковец И. В., Смоляр А. П.,
Сёмчен В. И., 2025

© Межгосударственное образовательное
учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский
университет», 2025

ВВЕДЕНИЕ

Производство промышленной, сельскохозяйственной продукции, добыча рудных и нерудных ископаемых, транспортировка продукции требует повышения уровня механизации для снижения ручного труда и затрат на перемещение грузов. Время, затрачиваемое на погрузочно-разгрузочные работы, и их стоимость имеют большой вес в общей себестоимости товаров. Затраты на транспортировку изделий и материалов могут достигать значительных величин и занимать до 70 % затрат на производство.

Одним из путей снижения стоимости погрузочно-разгрузочных работ является их механизация. Большое значение при этом имеет использование высокоэффективных универсальных и специализированных грузоподъемных машин и механизмов, постоянное совершенствование их конструкций, повышение надежности и долговечности.

Устойчивый ритм современного производства невозможно обеспечить без согласованной и безотказной работы средств механизации внутрицехового и межцехового перемещения продукции и сырья. Правильный выбор параметров механизмов грузоподъемных кранов оказывает решающее влияние на эффективность их эксплуатации, значительно повышает продуктивность производства и снижает себестоимость конечной продукции.

Производство современных крановых механизмов основано на использовании унифицированных конструкций. Существенное место в конструкции механизмов занимают универсальные узлы, детали и материалы, такие как крюки, крюковые подвески, канаты, блоки, редукторы, двигатели и тормоза. В европейских странах нашли широкое применение стандартизованные узлы крановых тележек и механизмов передвижения крана. Унификация узлов и механизмов предоставляет производителям кранов большие возможности для организации сборочного производства. Приобретение стандартных деталей, материалов, сборочных единиц и механизмов позволяет значительно сократить затраты предприятий на организацию служб сертификации продукции и производственных испытаний.

В начале XXI в., по сравнению с периодом с 1950 г. по 2000-е гг., серийное производство грузоподъемных кранов значительно сократилось. Производители грузоподъемных машин практикуют изготовление кранов под конкретные заявки заказчиков. Такой подход позволяет более точно подобрать характеристики механизмов и спроектировать металлоконструкцию крана для конкретных требований производства.

В сложившихся условиях большое значение имеет уровень квалификации инженеров-конструкторов грузоподъемных машин. Их знания, умения и опыт могут оказать значительное влияние на долговечность и безотказность

работы грузоподъемного крана, обеспечить ритмичность производства и удовлетворение запросов предприятия-заказчика.

Грузоподъемные краны разнообразны по назначению и конструктивным решениям. Далее будут рассмотрены вопросы выбора крановых механизмов для кранов мостового типа.

Грузоподъемные краны относятся к механизмам повышенной опасности. На территории Республики Беларусь их проектирование, производство и эксплуатация регламентируются Правилами по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов [1]. В соответствии со статьей 1, «Правила обязательны для субъектов промышленной безопасности, являющихся владельцами грузоподъемных кранов и (или) выполняющих отдельные виды работ и (или) услуг (проектирование, изготовление, реконструкцию, модернизацию, ввод в эксплуатацию, монтаж, наладку, обслуживание, ремонт, техническое диагностирование, техническое освидетельствование, испытания, эксплуатацию, техническое переоснащение, консервацию, временную приостановку, вывод из эксплуатации), связанных с грузоподъемными кранами, техническими устройствами в их составе». Таким образом, Правила устанавливают требования безопасности для всего жизненного цикла изделия, именуемого «грузоподъемный кран».

Курсовое проектирование способствует развитию у студентов навыков анализа учебной и технической литературы, патентных и технических решений, конструкторских навыков, обеспечивает техническую подготовку, на основе которой формируются инженерные компетенции, что позволяет в последующем выполнять курсовые проекты по специальным дисциплинам и дипломный проект.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Цели и задачи курсового проектирования

Принципиальное отличие курсового проекта по подъемно-транспортным машинам – это проектирование машины в целом, а не обособленных сборочных единиц. Здесь студент сталкивается с проектированием машины, состоящей из нескольких взаимосвязанных механизмов и металлоконструкций.

При работе над курсовым проектом необходимо выполнить требования Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов [1].

Содержание и объем проекта

Темой курсового проекта обычно является проектирование крана общего назначения (мостового, консольного, велосипедного, стрелового поворотного, козлового, автомобильного и др.). Расчету и конструированию подлежат три-четыре механизма. В задании, выдаваемом студенту на специальном бланке, указываются необходимые технические данные, тип крана, содержание (объем) расчетов и количество листов графической части проекта с учетом необходимых разрезов и сечений.

Курсовой проект состоит из графической части в объеме четырех листов чертежей формата А1 и пояснительной записки объемом 30–40 с. формата А4.

Графическая часть включает:

- чертеж общего вида;
- сборочный чертеж рабочего оборудования или других узлов;
- 3D-модель рабочего оборудования или других узлов;
- рабочие чертежи деталей.

В пояснительную записку входят:

- титульный лист (1 с.);
- задание на проектирование (1 с.);
- содержание (1 с.);
- введение (1 с.);
- анализ существующих аналогов и выбор технического решения (3–6 с.);
- предварительный расчет механизмов (20–30 с.);
- проверочный расчет механизмов (20–30 с.);
- выбор устройств, обеспечивающих безопасную эксплуатацию крана (1 с.);
- список литературы (1 с.);
- приложения.

Методические основы проектирования подъемно-транспортных машин

Прежде чем приступать к выполнению расчета, необходимо ознакомиться с конструкцией крана, понять кинематику каждого механизма и ясно представлять его работу. Для этого следует составить кинематические схемы каждого механизма, ориентируясь на тип крана, указанный в задании. Если по каким-либо причинам изучить механизм по данному типу крана не представляется возможным, то необходимо изучить этот механизм по чертежам крана другого типа, а затем применить его для заданного типа крана. Если в задании имеется ссылка на конструкцию крана, то при проектировании следует соблюдать указанные в ней основные, принципиальные особенности. Такими особенностями являются, например, форма стрелы и ее конструкция (сплошная, балочная, решетчатая); способ установки крана (кран с внешней верхней опорой или свободно стоящий); способ изменения вылета (с помощью тележки или канатным полиспастом); принцип передвижения (приводные колеса, канатная (цепная) тяга) и т. п. Сохранив в проекте эти принципиальные особенности конструкции, студент располагает в дальнейшем свободой творчества. Если в задании не приведена ссылка на механизм или кран, то студент самостоятельно принимает их конструкцию, основываясь на результатах проведения анализа существующих аналогов.

Приступая к расчету, надо помнить, что расчеты подразделяются на предварительный и окончательный (проверочный). Предварительный расчет производится в объеме, необходимом для определения основных размеров и выполнения начальной проработки механизма, т. е. для выбора электродвигателя редукторов, тормозов и т. д. Этот расчет носит предварительный характер, т. к. при конструировании может возникнуть необходимость в изменении максимальных и минимальных параметров, заменах узлов одного типа на другой, т. е. потребуются пересчеты.

При предварительных расчетах часто отсутствуют какие-либо данные (собственный вес конструкции). В таком случае необходимо пользоваться лишь приближенными значениями этих величин, а по окончании конструирования, установив их точное значение, внести поправки, проводя окончательный расчет. Во время предварительного расчета часть деталей вообще не учитывается, а их расчет ведется отдельно с вычерчиванием по мере необходимости в определении габаритов этих отдельных деталей (валы, подшипники).

Завершив предварительный расчет и выбрав составляющие механизма, приступают к конструированию.

Попытки сначала все предварительно рассчитать, а потом проводить компоновку и вычерчивание, как правило, обречены на неудачу, т. к. на этой стадии невозможно проверить все особенности конструкции.

При компоновке определяют наиболее целесообразное взаимное расположение сборочных единиц и отдельных частей. На этой стадии проектирования важны разработки вариантов, их анализ и выбор наиболее рационального. Окончательный вариант компоновки утверждается руководителем.

После выбора наиболее рационального варианта компоновки приступают к конструктивной проработке.

Намечается расположение исходного количества проекций. Масштаб изображения выбирается таким образом, чтобы проектируемое изделие полностью входило в поля чертежа и давало ясное представление о сборке изделий, определяемых спецификацией к данному чертежу.

Конструктивную проработку ведут последовательно, определяя размеры отдельных деталей и исходя из их взаимного расположения. При этом руководствуются данными предварительных расчетов, а уточнение выбранных размеров сопровождается проверочными расчетами.

Окончательно оформляются чертежи, спецификации, пояснительная записка.

2. ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ ПОДРАЗДЕЛОВ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ

2.1. Механизм подъема груза

Исходные данные

В качестве исходных данных должны быть заданы: грузоподъемность Q , т; максимальная высота подъема H , м; скорость подъема V , м/мин; группа режима работы согласно ИСО 4301 или ГОСТ 25835–83; род тока; тип машины.

Расчет механизма рекомендуется проводить в следующей последовательности:

- выбирается схема полиспаста, определяется его кратность и вычерчивается общая схема подвески груза;
- вычисляются КПД полиспаста и суммарный КПД всей системы подвески груза;
- определяется расчетное усилие в канате;
- подбирается канат, выписываются его паспортные данные;
- определяется фактический коэффициент использования каната;
- определяются диаметры блоков и барабанов;
- проводится расчет барабана:
 - а) определяется общая длина барабана и отдельных его частей;
 - б) определяется толщина стенки барабана и проводится расчет ее на сложное сопротивление от изгиба и кручения, определяется напряжение сжатия, при необходимости проводится расчет барабана на устойчивость;
- производится расчет оси барабана на прочность и выбор подшипников оси барабана;
- выбирается способ крепления каната к барабану и производится расчет его частей;
- выбирается типоразмер крюка [2] или крюковой подвески;
- при выборе крюка проводится расчет крюковой подвески:
 - а) выбирается тип подвески (нормальная или удлиненная), вычерчивается ее схема;
 - б) выбирается упорный подшипник;
 - в) определяются размеры оси блоков и траверсы;
 - г) выбираются подшипники блоков подвески;
 - д) размеры серьги определяются расчетом на растяжение или смятие.

Ориентировочно размеры подвесов приведены в [2].

Примечание. При выборе крюковой подвески нет необходимости проводить ее расчет.

Выбор кинематической схемы механизма

Для выбора кинематической схемы механизма необходимо ознакомиться с конструкциями механизмов подъема груза, применяемых на механизмах подъемных машин заданного типа. При этом следует четко уяснить: из каких составных частей собран механизм; назначение данных составных частей; их конструктивные особенности; как передается силовой поток от двигателя к рабочему органу.

Выбор электродвигателя

Осуществляется следующим образом:

- определяется потребная статическая мощность, причем общий КПД механизма принимается ориентировочно;
- по полученной мощности, с учетом группы режима работы, рода тока и типа двигателя, выбирается крановой электродвигатель;
- выписываются характеристики двигателя.

Выбор и расчет передаточного механизма

Производится в следующей последовательности:

- определяется частота вращения барабана;
- определяется общее передаточное отношение механизма;
- подбирается редуктор;
- в случае отклонения передаточного отношения выбранного редуктора от потребного, определяется фактическая скорость. Она не должна отличаться от заданной более чем на $\pm 10\%$.

Подбор муфт

Производится в соответствии с выбранной схемой механизма по передаваемому вращающему моменту и частоте вращения. Наибольшее распространение получили зубчатые и втулочно-пальцевые муфты как нормального исполнения, так и в комбинации с тормозным шкивом.

Расчет и выбор тормоза

Осуществляется следующим образом:

- определяется нужный тормозной момент с учетом коэффициента запаса торможения;

– по величине тормозного момента выбирается тормоз. В большинстве случаев это двухколодочный пружинный короткоходовой тормоз с электромагнитным или гидравлическим толкателем;

– определяются время и путь торможения.

Примечание. При выборе стандартизованных тормозных устройств проводить их расчет нет необходимости.

В завершение расчета выбираются тип и размер концевого выключателя, ограничивающего подъем крюка по высоте [3].

2.2. Механизм передвижения тележки (крана) с приводными колесами

Исходные данные

Должны быть заданы: скорость передвижения V , м/мин; пролет крана L , м. Остальные исходные данные те же, что были при проектировании механизма подъема.

Расчет механизма передвижения ведется в следующем порядке:

- возможные кинематические схемы приведены на рисунке 5.11;
- вес тележек для кранов грузоподъемностью 5...50 т можно взять из [4]. Вес тележки для промежуточных значений грузоподъемности можно определить методом интерполяции;
- вес крана можно определить по ГОСТ 25711–83 и ГОСТ 6711–81;
- вес кабины управления зависит от того, открытая или закрытая кабина.

Примечание. Вес открытой кабины с электрооборудованием можно принять равным 10...13 кН, закрытой – 14...17 кН;

- положение центра тяжести элемента конструкции в предварительном расчете принимается ориентировочно;
- определяются статические нагрузки на ходовые колеса;
- подбираются ходовые колеса (с буксами) и рельсы для них;
- определяются силы сопротивления движению тележки и крана.

Выбор электродвигателя

Производится по необходимой мощности в зависимости от скорости и силы сопротивления передвижению. В остальном выбор электродвигателя передвижения аналогичен выбору электродвигателя механизма подъема.

Выбор и расчет передаточного механизма

Осуществляется следующим образом:

- определяется частота вращения ходовых колес;
- выбирается типоразмер редуктора по методике, аналогичной той, что и для механизмов подъема;
- подбираются муфты (см. подразд. 2.1).

Расчет тормозного момента и выбор тормоза

Согласно [1], тормоза в механизмах передвижения нужно устанавливать в случаях, если:

- машина работает на открытом воздухе;
- машина, предназначенная для работы в помещениях, перемещается по пути, уложенному на полу;
- машина (тележка), предназначенная для работы в помещениях на наземном рельсовом пути, перемещается со скоростью более 32 м/мин.

Далее производится:

- проверка ходовых колес на отсутствие пробуксовывания при пуске (определение времени пуска по начальному ускорению, вычисляемому по допускаемой величине запаса сцепления ведущих колес с рельсом);
- определение времени торможения и величины тормозного пути.

В завершение расчета осуществляется выбор конечных выключателей механизма передвижения и места их установки (в большинстве случаев выключение механизмов должно происходить на расстоянии до упоров не менее половины пути торможения).

2.3. Требования к содержанию подразделов проверочного расчета механизмов

Механизм подъема груза

- 1 Проверка двигателя на время разгона.
- 2 Проверка времени торможения.
- 3 Проверка двигателя на нагрев по эквивалентному вращающему моменту.

Примечание. При выборе электродвигателя с повышенным скольжением ротора проводить проверку двигателя на нагрев по эквивалентному вращающему моменту нет необходимости.

Механизм передвижения крана (тележка)

- 1 Проверка двигателя на время пуска.
- 2 Проверка времени торможения.
- 3 Проверка запаса сцепления колес с рельсами.

3. ПОРЯДОК ОФОРМЛЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ

Все чертежи выполняются согласно требованиям Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Перечень составных частей для чертежа общего вида и спецификацию для сборочных чертежей выполняют на отдельных листах формата А4 (210 × 297 мм) и включают в приложения пояснительной записки.

Чертеж общего вида

Чертеж общего вида – это документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его составных частей и поясняющий принцип работы изделия.

В соответствии с ГОСТ 2.119–2013 *Эскизный проект*, этот чертеж должен содержать:

- изображения изделия (виды и при необходимости разрезы и сечения), текстовую часть и надписи, необходимые для понимания конструктивного устройства изделия и принципа работы изделия;
- наименование и обозначение составных частей изделия, запись которых необходима для пояснения изображений чертежа общего вида;
- необходимые для пояснения работы изделия размеры;
- кинематические схемы всех механизмов, схемы запасовки канатов, но оформлять их отдельным документом нецелесообразно;
- техническую характеристику изделия (если это необходимо).

Изображения выполняют с максимальными упрощениями, предусмотренными стандартами ЕСКД. Составные части изделия, в том числе заимствованные (ранее разработанные) и покупные, изображают с упрощениями (иногда в виде контурных очертаний), если при этом обеспечено понимание конструктивного устройства разрабатываемого изделия.

На чертеже общего вида указывают позиции составных частей машины и составляют их перечень. Наименования составных частей в таблице помещаются в следующем порядке: заимствованные изделия, покупные изделия, вновь разрабатываемые изделия.

Сборочный чертеж

На этом листе выполняется чертеж сборочной единицы (узла) проектируемой машины (например, механизм подъема груза, механизм передвижения крана, механизм поворота колонны и т. д.). Чертеж выполняют с соблюдением требований ГОСТ 2.109–73 *Основные требования к чертежам*. Он должен содержать:

– изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу, и обеспечивающее возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы;

– размеры и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы при сборке по данному чертежу;

– указания о характере сопряжения и методах его осуществления, если точность сопряжения обеспечивается не заданными предельными отклонениями размеров, а подбором, пригонкой и т. п., а также указания о выполнении неразъемных соединений (сварных, паяных и др.);

– номера позиций составных частей, входящих в изделие, в соответствии со спецификацией этой сборочной единицы;

– габаритные размеры изделия;

– установочные, присоединительные и другие необходимые справочные размеры;

– техническую характеристику изделия (при необходимости).

Справочные размеры (ГОСТ 2.307–68 *Нанесение размеров и предельных отклонений*) на чертеже отмечают знаком «*», а в технических требованиях записывают: «* Размеры для справок». Если все размеры на чертеже справочные, их знаком «*» не отмечают, а в технических требованиях записывают: «Размеры для справок».

На сборочном чертеже в курсовом проекте к справочным обычно относятся следующие размеры:

– размеры, по которым определяют предельные положения отдельных элементов конструкции, например, ход поршня, ход штока клапана двигателя внутреннего сгорания и т. п.;

– размеры, перенесенные с чертежей деталей и используемые в качестве установочных и присоединительных размеров;

– габаритные размеры, перенесенные с чертежей деталей или являющиеся суммой размеров нескольких деталей.

Примечания.

1. Установочными и присоединительными называются размеры, определяющие величины элементов, по которым они устанавливаются на месте монтажа или присоединяются к другому изделию.

2. Габаритными называются размеры, определяющие предельные внешние (или внутренние) очертания изделия.

Не допускается повторять размеры одного и того же элемента на разных изображениях, в технических требованиях, основной надписи и спецификации.

На чертеже помещают необходимые технические требования.

Спецификацию составляют по ГОСТ 2.106–96 *Текстовые документы* на отдельных листах на каждую сборочную единицу. Спецификация в курсовом проекте обычно состоит из следующих разделов:

- документация;
- сборочные единицы;
- детали;
- стандартные изделия;
- прочие изделия;
- материалы.

Наличие тех или иных разделов определяется составом специфицируемого изделия.

В разделе «Стандартные изделия» записывают изделия, примененные по стандартам:

- межгосударственным (международным);
- государственным (национальным);
- отраслевым;
- предприятий.

В пределах каждой категории стандартов запись рекомендуется производить по группам изделий, объединенных по их функциональному назначению (например, подшипники, крепежные изделия, электротехнические изделия и т. п.), в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименований изделий, в пределах каждого наименования – в порядке возрастания обозначений стандартов, а в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

3D-модель изделия

На этом чертеже представляется распечатка 3D-модели механизма или другого узла, указанного в задании. Способ представления твердотельной модели указывается в задании на курсовое проектирование (например, наличие четвертного выреза, требование к визуальному представлению – каркасное отображение или заливка, и т. д.). Если требования к представлению модели отсутствуют, то студент самостоятельно выбирает способ ее отображения.

Кинематическая принципиальная схема

Как правило, в курсовом проекте кинематические схемы механизмов указываются на чертеже общего вида. Правила выполнения кинематических принципиальных схем приведены в ГОСТ 2.703–2011 *Правила выполнения кинематических схем*, условные графические обозначения элементов –

в ГОСТ 2.770–68 *Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики.*

Рабочие чертежи деталей

Рабочие чертежи деталей выполняют с помощью систем графического проектирования AutoCAD, Компас, SolidWorks и др. Рабочие чертежи деталей должны содержать все требования, необходимые для их изготовления. Если в задании указано выполнение 3D-модели детали, то надо выполнить и рабочий чертеж этой детали.

Можно рекомендовать следующую последовательность выполнения графической части проекта:

- для проекта мостовых и консольных кранов с тележкой выполняется сборочный чертеж механизмов, устанавливаемых на тележке;
- выполняется сборочный чертеж тележки;
- выполняется чертеж общего вида крана.

Для поворотных и башенных кранов сначала следует сделать предварительный чертеж общего вида крана, затем разработать сборочные чертежи механизмов и только после этого вернуться к доработке чертежа общего вида крана.

Для кранов, имеющих тельфер, графическую часть следует начать с разработки его (тельфера) узлов, переходя затем к чертежу общего вида крана.

4. КОНСТРУКЦИИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Конструкция грузоподъемного крана [5] включает в себя металлоконструкцию, которая составляет основу крана. По сути, все, что видим в кране, относится к металлоконструкциям – пролеты, опоры, стрелы и т. д. Металлоконструкции бывают коробчатого (на большинстве автокранов и мостовых кранов), решетчатого и других сечений. От этого зависят условия эксплуатации и надзора, способ производства и расчеты при проектировании. У каждого из видов конструкций имеются как плюсы, так и минусы. Конкретный тип металлоконструкции выбирается согласно техническим, технологическим и другим требованиям. Необходимо отметить, что, в принципе, все типы металлоконструкций взаимозаменяемы, но следует оценивать и адекватность их применения к условиям эксплуатации и задачам.

Механизм подъема, как правило, состоит из гибкого подъемного органа (стального каната или цепи), грузозахватного устройства (крюк, петля, грейфер и т. д.) и грузовой лебедки. Для обеспечения безопасности в работе грузоподъемный механизм оснащается различными ограничителями (грузоподъемности, грузового момента, хода грузозахватного органа).

Грузозахватный орган может быть неавтоматического (крюк, петля) или автоматического (электромагнит, пневматический присос, спредер и др.) действия.

Грузоподъемный кран может быть оснащен механизмами передвижения грузовой тележки, изменения вылета стрелы, вращения несущего элемента вокруг опоры и т. д. Краны-штабелеры оснащаются механизмом вращения колонны.

Основные типы кранов (кроме консольных) снабжаются ограничителями грузоподъемности или грузового момента, которые могут иметь регистратор параметров для сбора информации о массе и частоте поднимаемых грузов.

По конструкции грузоподъемные краны можно разделить на следующие основные типы:

- краны стрелового типа: грузозахватный орган подвешен к стреле или тележке, перемещающейся по стреле. К ним относятся башенные, порталные, полупортальные, стреловые краны и др.;

- краны мостового типа: несущая конструкция имеет вид моста с передвигающейся по ней тележкой или электроталью. К ним относятся мостовые, козловые, полукозловые, консольные краны, мостовые перегружатели, краны-штабелеры и др.;

- краны кабельного типа: грузозахватный орган подвешен к грузовой тележке, перемещающейся по несущим канатам, закрепленным в опорах.

По возможности перемещения грузоподъемные краны можно классифицировать следующим образом:

- кран стационарный – неподвижно закреплен на основании, не имеет возможности перемещения;
- кран радиальный – имеет возможность перемещения по кольцевому пути относительно стационарной опоры. Используется на складах круглой или секторной формы;
- кран переставной – закреплен на основании и имеет возможность перемещения при помощи грузоподъемных машин или вручную;
- кран самоподъемный – используется при строительстве. Устанавливается на конструкциях строящегося здания. По мере возведения сооружения кран поднимается вверх при помощи специальных механизмов;
- кран быстромонтируемый – башенный кран, монтируемый на объекте с помощью собственных механизмов, без верхолазных работ и с оперативным временем монтажа не более 30 мин;
- кран передвижной – имеет возможность передвижения.

Виды передвижных кранов:

- самоходный кран – имеет возможность передвижения во время работы и транспортировки груза за счет подвода электроэнергии с помощью следующих систем: троллейный шинопровод, контактный рельс, подвесные кабельные системы, кабельный барабан с пружинным или моторным приводом, система бесконтактной передачи энергии;
- прицепной кран – перемещается буксиром с помощью прицепа.

По типу привода возможна следующая классификация грузоподъемных кранов:

- с ручным приводом – используются при перемещении грузов на небольшие расстояния и при низких темпах работы;
- с электрическим приводом – в кранах с электроприводом используются главным образом электрические двигатели переменного тока; при необходимости регулирования скоростей – частотные преобразователи или электродвигатели постоянного тока; для работы в пожароопасном и взрывоопасном помещении – электрические двигатели в пожаробезопасном и взрывобезопасном исполнении;
- с гидравлическим приводом – в кранах такой привод компактен, позволяет осуществить бесступенчатую регулировку скоростей, но имеет невысокий КПД;
- с пневматическим приводом – используются в основном при работе в пожароопасных и взрывоопасных средах.

Двигатели внутреннего сгорания используются в кранах, работающих независимо от электросети: передвижные автомобильные, железнодорожные, гусеничные, плавучие.

По степени поворота подъемного крана различают два вида:

1) поворотный кран – имеет возможность вращения относительно опоры. Поворотные краны могут быть полноповоротными (угол вращения более 360°) и неполноповоротными (угол вращения менее 360°);

2) неповоротный кран – не имеет возможности вращения относительно опоры.

По типу опоры краны делятся на опорные, подвесные, пневмоколесные, автомобильные, рельсовые, железнодорожные, тракторные, краны на гусеничном ходу, на колесном ходу, на специальном шасси.

По типу грузозахватного органа различают краны:

- порталный кран с грейфером;
- крюковые краны: грузозахватным органом является крюк. Это самое простое и старое устройство, которое широко применяется практически во всех типах кранов;

- грейферные краны: грузозахватным органом является грейфер;
- магнитные краны: грузозахватным органом является электромагнит;
- клещевые краны: грузозахватным органом являются клещи;
- контейнерные краны: грузозахватным органом является спредер.

Также существуют краны штыревые, литейные, стрипперные, посадочные, колодцевые, магнитно-грейферные, ковочные, краны-штабелеры и т. д. Грузозахватный орган выбирается в зависимости от особенностей груза.

Можно разделить краны по назначению и особенностям конструкции.

Кран мостовой относится к типовому оборудованию производств цехов, электростанций, закрытых и открытых складов. К мостовым кранам общего назначения относят крюковые, магнитные, грейферные и магнитно-грейферные краны.

Кран однобалочный (опорный и подвесной): в качестве грузовой тележки имеет самоходную электрическую таль (тогда называется кран-балкой) или полноценную тележку, оборудованную механизмом подъема груза и передвижения.

Металлургические мостовые краны (литейные, завалочные, колодцевые, для «раздевания» слитков и др.) относятся к особой группе. Они оборудованы специальными грузозахватными устройствами и специальными механизмами для управления ими.

Кран-штабелер – разновидность мостовых кранов с грузовой тележкой, имеющей вертикальную поворотную колонну, по которой перемещается вилочный захват, несущий пакет груза на поддоне и позволяющий производить укладку и разбор пакетных штабелей. В последнее время краны-штабелеры выполняют с автоматическим управлением, что дает возможность уменьшать время обработки груза.

Башенный кран используется преимущественно при гражданском, промышленном и гидротехническом строительстве (строительные), а также для обслуживания открытых стапелей и достроечных работ в судостроении. Позволяет быстро осуществлять их монтаж, демонтаж и перевозку автотранспортом.

Башенный быстромонтируемый кран применяется в стесненных условиях строительства при ограниченном пространстве для монтажа крана. Эффективен при малоэтажном строительстве (до 30 м), возведении торговых центров, таунхаусов. Имеет возможность перемонтажа на новое место стоянки в течение одной рабочей смены. Использование быстромонтируемых кранов эффективно за счет низких эксплуатационных затрат с преимуществом в виде высокоточного позиционирования грузов горизонтальной стрелой и дистанционного радиоуправления краном.

Если отсутствует возможность использования башенного крана, перемещающегося по рельсовым путям, закрепленным на грунтовом основании, применяют башенные приставные краны. Они могут устанавливаться рядом с возводимым сооружением, крепятся к нему или основываются на конструкциях здания и по мере строения поднимаются на нужную высоту. Такие краны называют стационарно-приставными и стационарно-самоподъемными.

Козловой кран – кран мостового типа, у которого несущие элементы конструкции опираются на крановый путь при помощи двух опорных стоек. Относится к категории подъемных устройств мостового типа. Козловые краны применяются обычно для обслуживания складов, главным образом штучных грузов, контейнеров и лесных грузов, монтажа сборных промышленных и гражданских сооружений, обслуживания гидроэлектростанций и секционного монтажа в судостроении. Они изготавливаются преимущественно крюковыми или со специальными грузозахватными устройствами.

Мостовые перегружатели предназначены для транспортирования массовых грузов при устойчивых грузопотоках (в портах, на причалах и складах металлургических заводов, на теплоэлектростанциях и т. п.). В портах перегружатели служат для разгрузки судов, на промышленных предприятиях они встроены в технологическую схему.

Если мостовой перегружатель предназначен для транспортирования грузов «из воды», то одну из его консолей делают подъемной. В этом случае на пролетном строении помещают механизм подъема консоли.

Для обслуживания складов секторной формы предназначены радиальные перегрузочные мосты, одна из опор которых закреплена в центре склада и выполнена с возможностью поворота вокруг вертикальной оси, а другая – с возможностью перемещения по круговому рельсовому пути.

Некоторые мостовые перегружатели, наряду с грузовыми тележками, оборудуют конвейерами.

Консольно-поворотный кран приспособлен для механизации подъемно-транспортных работ по подъему и перемещению грузов в пределах зоны обслуживания. В зависимости от модификации угол поворота его может быть в диапазоне $0^{\circ} \dots 360^{\circ}$. Кран консольный с механизированным приводом нашел широкое применение и успешно используется для грузоподъемных работ в цехах, на складах и строительных площадках, для выполнения подъемно-транспортных работ при обслуживании технологического оборудования.

Кран-манипулятор – подъемный кран стрелового типа, установленный на автомобильном шасси и служащий для загрузки и разгрузки этого шасси. Обычно устанавливается на грузовике, позволяет погружать и перевозить грузы одной единицей техники.

Железнодорожный кран – подъемный кран стрелового типа, устанавливаемый на железнодорожном шасси. Используется на железной дороге и крупных заводах, имеющих свои подъездные железнодорожные пути.

Пневмоколесный кран – подъемный кран стрелового типа, установленный на пневмоколесное шасси. Такой кран перевозится на жесткой сцепке с другим транспортным средством.

Кран пневмоколесный мобильный на спецшасси – подъемный кран стрелового типа, установленный на пневмоколесное самоходное шасси. Зачастую такой кран обладает шасси повышенной проходимости, со всеми либо большинством ведущих осей. Для лучшей маневренности имеет больше одной, чаще – несколько управляемых осей. Все это дает возможность расположить кран максимально близко к рабочей зоне. Современные мобильные краны позволяют операторам работать в комфортабельных условиях: кабины оборудуются кондиционерами, удобными креслами, за всеми манипуляциями следит компьютер, в том числе и предохраняя оператора от ошибок.

Гусеничный кран – подъемный кран стрелового типа, установленный на гусеничном шасси. Такой кран перевозится только на тяжелом седельном прицепе-трейлере и зачастую, в зависимости от габаритов, в разобранном виде. Работать может только на специально подготовленной площадке. Также могут присутствовать башенное исполнение и раздвижной ход.

Грузонесущий кран – подъемный кран стрелового типа, чаще всего установленный на собственное мобильное колесное шасси. Основное отличие заключается в способности перемещаться с поднятым на стреле грузом. В качестве силовой установки грузонесущий кран использует электрический или дизельный двигатель (редко – газовый). Оператор может управлять работой крана как из кабины, так и с помощью пульта дистанционного управления. У крана отсутствует поворотная надстройка, поворот осуществляется всем шасси со стрелой. Есть несколько типов грузонесущих кранов: pick-n-carry, carry deck.

Гаражный кран – грузоподъемный кран для «гаражного» применения, повторяющий конструкцию и принцип действия промышленного крана, но предназначенный для подъема и перемещения небольших грузов в гаражах, складских помещениях, ремонтных цехах и т. д. Его грузоподъемность, как правило, не превышает 1 т, а высота подъема составляет около 1,5 м.

5. КРАНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ. НАЗНАЧЕНИЕ. КЛАССИФИКАЦИЯ

В грузоподъемных кранах, как правило, применяются механизмы с электрическим и гидравлическим типами привода, получающими энергию от стационарного источника или в автономном исполнении от двигателя внутреннего сгорания.

В башенных кранах и кранах мостового типа применяется электрический привод.

Широкое применение электрического привода обусловлено следующими преимуществами:

- экономичность и простота в эксплуатации;
- легко переносит кратковременные пусковые перегрузки;
- постоянная готовность к работе;
- широкий диапазон плавного регулирования частоты вращения в случаях применения электродвигателей постоянного тока или асинхронных электродвигателей переменного тока с частотными регуляторами;
- не требует применения сложных трансмиссий для передачи вращающего момента от первичного двигателя к исполнительным механизмам.

Для привода механизмов грузоподъемных кранов наиболее часто применяются электрические двигатели переменного тока и значительно реже – более дорогие электродвигатели постоянного тока. Из двигателей переменного тока используют крановые и металлургические электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором серий МТКФ и МТКН, а также с фазовым ротором (контактными кольцами) серий МТФ и МТН. Их число составляет около 90 % от общего числа крановых электродвигателей. Двигатели с короткозамкнутым ротором ставят обычно в электрических телях и в других механизмах относительно небольшой грузоподъемности. Более ответственные механизмы грузоподъемных машин приводятся во вращение электродвигателями с фазовым ротором. Помимо специализированных крановых электродвигателей, широко применяются электродвигатели единых общепромышленных серий 4А, АИ, АИР, 4АС, 4АК, 4АНК и др.

Гидравлический привод наиболее широко применяется в стреловых самоходных кранах. Вращение грузового барабана и поворот крана осуществляются гидромоторами, а выдвижение секций телескопической стрелы и выносных опор (аутригеров) – гидроцилиндрами.

Основное преимущество гидропривода – это плавность и простота регулирования рабочих скоростей всех механизмов, широкий диапазон скоростей подъема груза. Благодаря гидроприводу стреловой кран быстро переводится из рабочего в транспортное положение и обратно. Но следует

учитывать, что гидропривод требует высокой культуры обслуживания, иначе возможны сбои и отказы, в частности, при низких температурах воздуха.

5.1. Грузоподъемные механизмы

Грузоподъемный механизм, являющийся главным механизмом крана, состоит из двигателя, редуктора, тормоза, соединительных муфт и канатного грузового барабана и отличается большим разнообразием конструктивных исполнений. На рис. 5.1 представлены кинематические схемы четырех вариантов грузоподъемного механизма. Конструктивно они выполнены по одной принципиальной схеме. При включении электродвигателя 1 вращающий момент с его вала передается через упругую муфту 2 на входной вал редуктора 4. Соединительная муфта часто одновременно является шкивом тормоза 5. С выходного вала редуктора вращающий момент передается через зубчатую муфту 5 на вал барабана 6, вращение которого сопровождается навивкой грузового каната и подъемом груза.

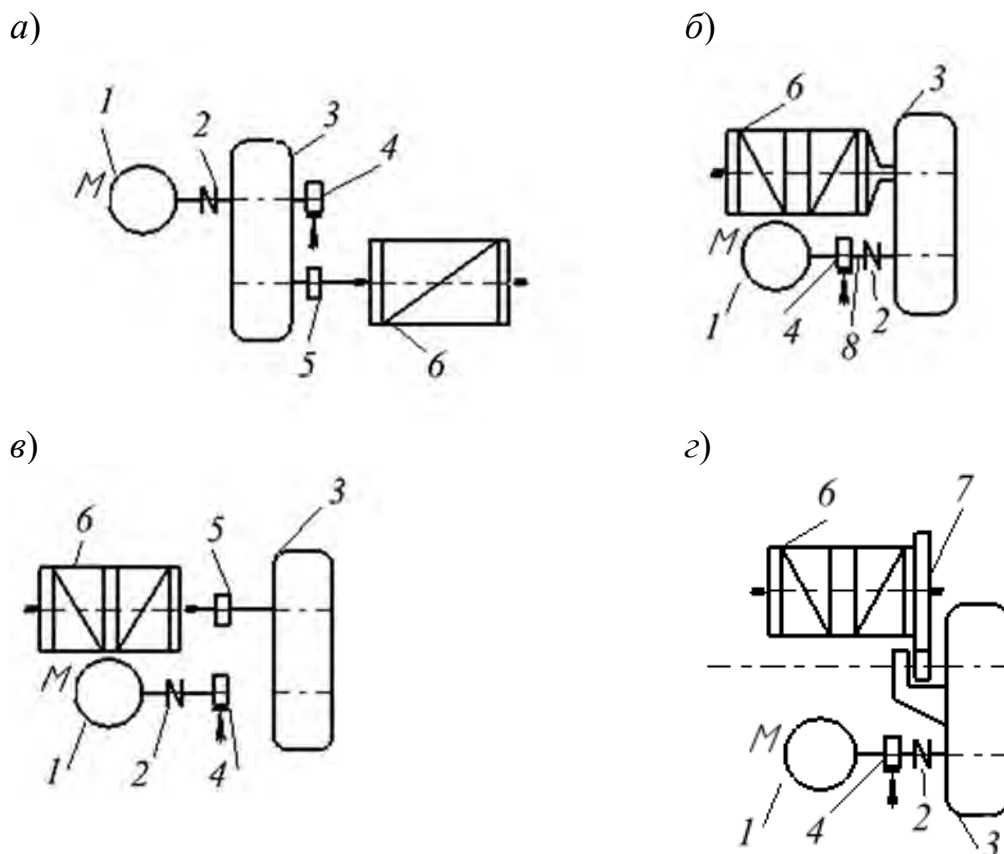


Рис. 5.1. Схемы грузоподъемных механизмов

Если на быстроходном валу электродвигателя частота вращения n_d велика, а вращающий момент M_d мал, то после редуктора все меняется: частота вращения вала барабана n_b значительно снижается, а момент M_b

на его валу увеличивается. Эти параметры механизма связаны между собой соотношениями

$$n_{\bar{o}} = \frac{n_o}{i_p}; \quad M_{\bar{o}} = M_o i_p, \quad (5.1)$$

где i_p – передаточное число редуктора.

В тех случаях, когда в грузоподъемном механизме применена открытая зубчатая передача 7 (см. рис. 5.1, *з*), формулы принимают следующий вид:

$$n_{\bar{o}} = \frac{n_o}{i_m}; \quad M_{\bar{o}} = M_o i_m, \quad (5.2)$$

где i_m – передаточное число зубчатой передачи.

На начальном этапе проектирования необходимо выбрать конструктивную схему грузоподъемного механизма. Из вышепредставленных вариантов схема, приведенная на рис. 5.1, *а*, отличается удобством монтажа и обслуживания, но имеет при этом большие габариты ввиду расположения электродвигателя и барабана по разные стороны редуктора. Такую схему применяют в настенных консольных кранах малой грузоподъемности и в других случаях, когда отсутствуют жесткие габаритные ограничения на размещение механизмов.

Грузоподъемный механизм, выполненный по схеме, приведенной на рис. 5.1, *б*, с «плавающим» валом 8, устраняющим проблемы несоосности валов, оказывается значительно компактнее за счет расположения электродвигателя и барабана по одной стороне редуктора. Наилучшие показатели по габаритам имеет конструкция, представленная на рис. 5.1, *в*, предусматривающая установку одной из опор вала барабана внутри консоли тихоходного вала редуктора. Типовая конструкция такого соединения со встроенным в барабан двигателем и грузоупорным тормозом изображена на рис. 5.2. Чаще всего ее применяют в козловых и мостовых кранах.

Для башенных кранов конструкция грузоподъемного механизма должна обеспечить широкий диапазон регулирования рабочих скоростей, а также посадочную скорость опускания груза. Последнее достигается применением многоскоростных лебедок с планетарным редуктором, с электромагнитными муфтами, вихревым тормозом, с многоскоростными двигателями с переменным числом пар полюсов статора, с двухдвигательным приводом и другими методами.

При относительно малых скоростях подъема груза (например, у мостовых кранов, предназначенных для работы на монтаже оборудования), когда

общее передаточное отношение механизма превышает $i_m = 50$, в кинематическую схему целесообразно включать дополнительную открытую зубчатую передачу (см. рис. 5.1, з) вместо установки более дорогого и громоздкого трехступенчатого редуктора. Применение открытой передачи, кроме того, устраняет трудности с размещением двигателя и барабана по одну сторону редуктора, а в механизмах большой грузоподъемности позволяет передавать вращающий момент, достигающий больших значений.

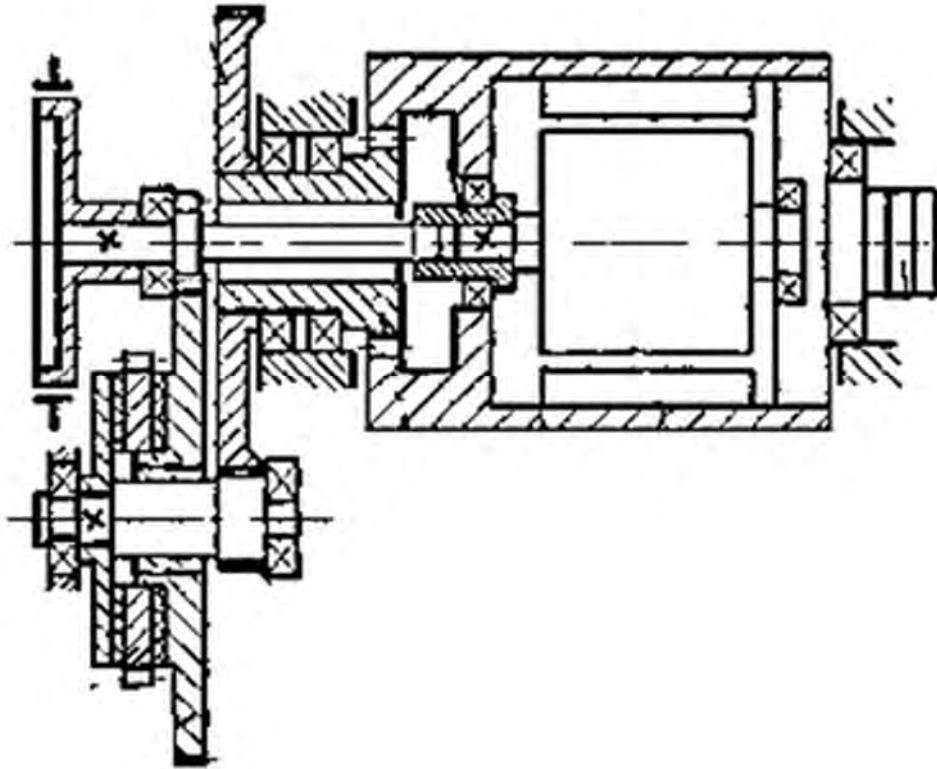


Рис. 5.2. Схема механизма подъема со встроенным в барабан двигателем

Как видно из приведенных кинематических схем, тормоз всегда устанавливают на быстроходном валу механизма, где действует наименьший момент сопротивления от поднимаемого груза и тормозное устройство может иметь небольшие мощность и габариты. Однако нужно учитывать, что при повреждении любого промежуточного звена между двигателем и барабаном установленный на быстроходном валу тормоз окажется бесполезным и поднятый груз упадет. Поэтому в наиболее ответственных случаях тормоз размещают на последнем звене механизма – грузовом барабане. И тормоза в этом случае применяют не колодочные, а современные ленточные с гидравлическим управлением, отличающиеся меньшими габаритами и повышенным тормозным моментом.

Грузоподъемный механизм поднимает груз с помощью полиспаста и грузозахватного устройства, в состав которого входят грузовой крюк, крюковая подвеска и, в случае необходимости, специальные захваты.

Обычно грузоподъемный кран снабжают универсальным грузозахватным устройством – крюком, на который груз навешивается при помощи гибких строп или специальных захватов.

По форме крюки подразделяются на однорогие (ГОСТ 6627–74) (рис. 5.3, а) и двурогие (ГОСТ 6628–73) (рис. 5.3, б) и имеют форму, обеспечивающую минимальные размеры и вес при достаточной прочности, одинаковой во всех сечениях. Двурогие крюки применяют для подъема крупнотоннажных грузов массой свыше 50 т, а также длинномерных грузов. Изготавливают грузовые крюки ковкой или штамповкой из пластичной низкоуглеродистой стали марки 20 или 20Г (ГОСТ 1050–2014). Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба для закрепления в траверсе крюковой подвески.

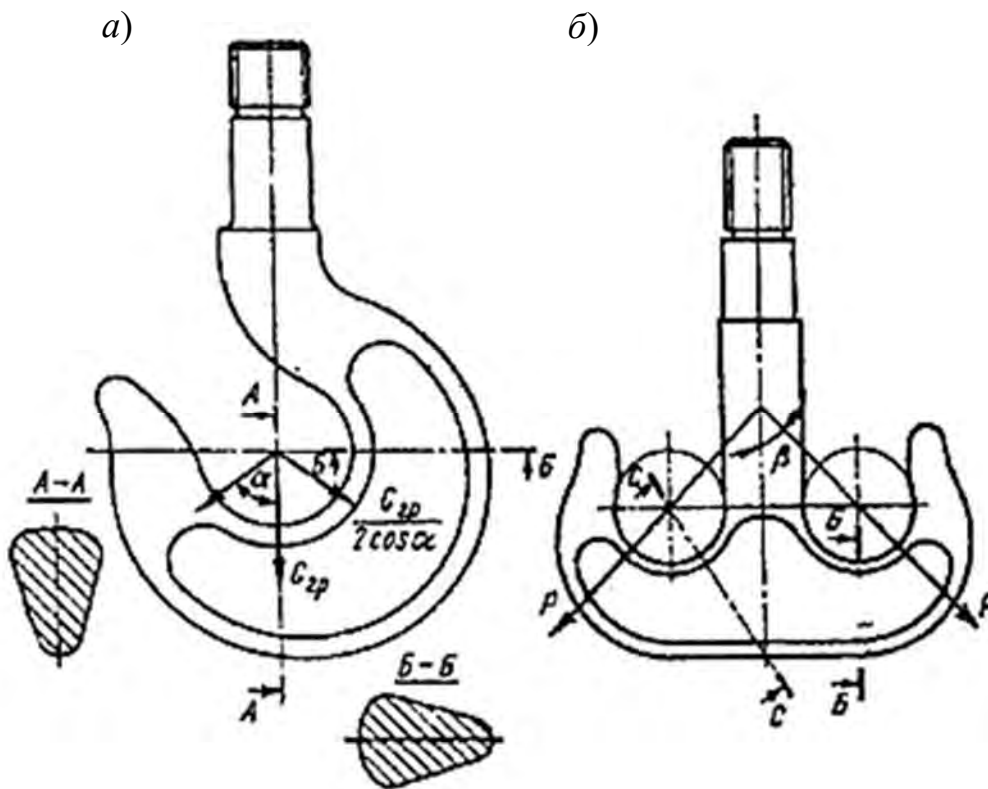


Рис. 5.3. Однорогий и двурогий грузовые крюки

Для кранов большой грузоподъемности применяют, согласно ГОСТ 6619–65, пластинчатые однорогие (рис. 5.4, а) и двурогие (рис. 5.4, б) крюки, собираемые из отдельных элементов, которые вырезаны из мартеновской листовой стали. Для равномерного распределения нагрузки

между пластинами в зевах крюков помещают вкладыши, изготовленные из мягкой стали. Эти крюки легче кованных и не требуют для изготовления мощного прессового оборудования.

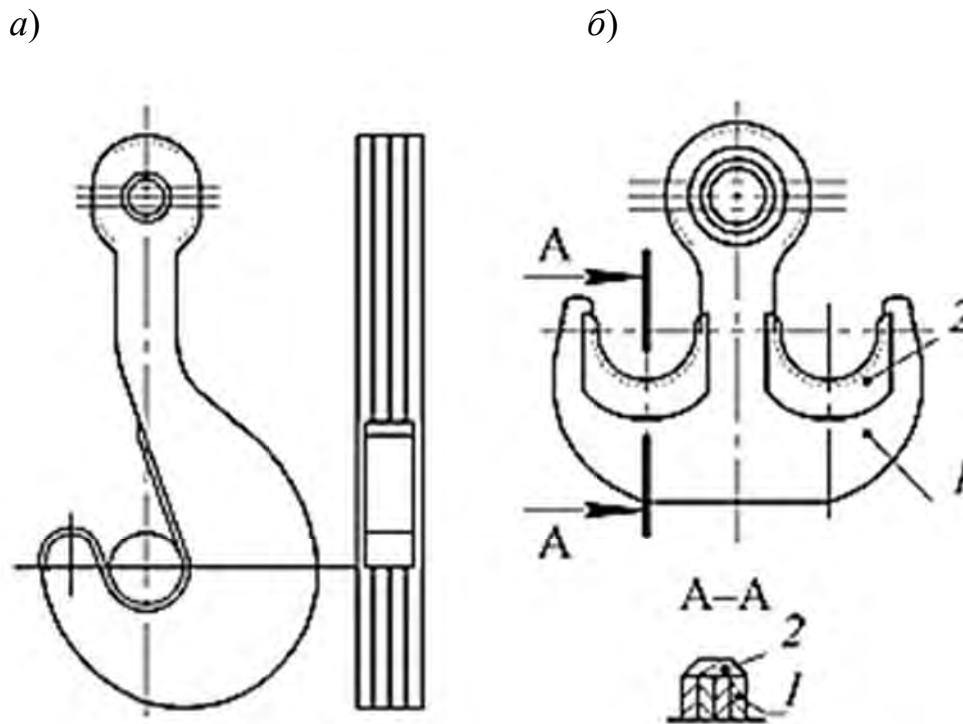


Рис. 5.4. Пластиновые крюки: *а* – однорогий; *б* – двурогий; 1 – корпус; 2 – накладка

Применение литых стальных крюков ограничивается возможностью образования внутренних дефектов металла при отливке.

Конструкция соединения грузового крюка с гибким органом подъемного механизма зависит в основном от числа ветвей каната, на котором подвешивается груз, и от требований, предъявляемых к подвижности этого соединения. При подвеске груза на нескольких ветвях каната (полиспастная система) применяются нормальная и укороченная подвески.

Нормальная подвеска (рис. 5.5) включает следующие основные элементы: подвижный блок 1, установленный на подшипниках качения 2 и на оси блока 3; крышки подшипников 4 с уплотнениями, защищающими подшипник от загрязнений и вытекания смазки; траверсу 5 с отверстием посередине, сквозь которое проходит хвостовик 6 с гайкой 7 крюка; шариковый упорный подшипник 8, служащий опорой для гайки; винт 9 вместе с торцевой шайбой 10, которая предохраняет гайку от самоотвинчивания; серьгу 11, соединяющую ось блоков с цапфами траверсы; защитные листы 12 из листовой стали, предназначенные для защиты блоков от случайных ударов и сбрасывания каната с блоков; стопорные планки 13, фиксирующие траверсу 5

от осевого перемещения; стопорные шайбы 14, фиксирующие ось блоков; замок 15, предотвращающий самопроизвольное выпадение строп с грузом.

В верхней части подвеска снабжена дополнительно осью 16 для закрепления конца каната при использовании подвески в качестве элемента полиспаста с нечетной кратностью.

Укороченная подвеска (рис. 5.6) отличается от нормальной тем, что подвижные блоки 1 и крюк 6 закреплены на поперечине 3. Участок поперечины, на котором установлен блок, называется цапфой. Блоки закреплены на радиальных подшипниках 2, закрытых крышками 4. Для возможности поворота груза при выполнении монтажных работ хвостовик крюка подвески в поперечине устанавливается на упорный подшипник 8, а на нарезанную часть хвостовика навинчивается гайка 7, которая защищена от произвольного самоотвинчивания торцевой шайбой 10 с винтами 9. Защитные листы 12 блоков подвески закреплены стопорными шайбами 11.

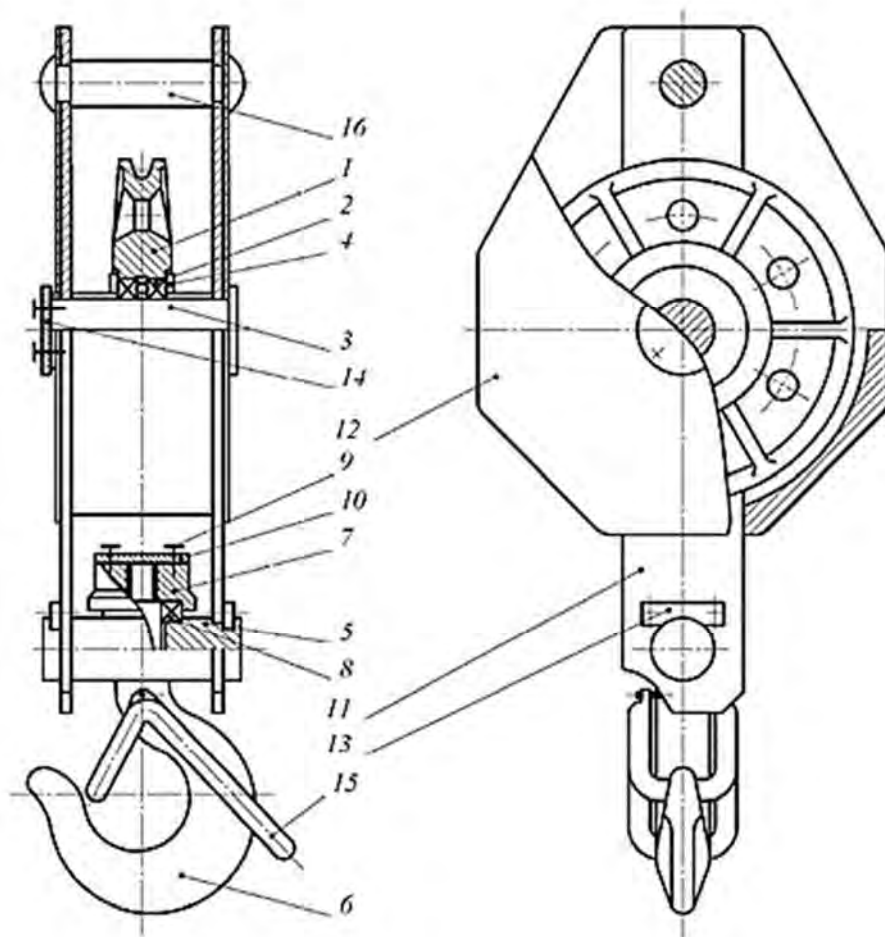


Рис. 5.5. Нормальная крюковая подвеска: 1 – блок; 2 – радиальный подшипник; 3 – ось блока; 4 – крышка подшипника; 5 – траверса; 6 – крюк; 7 – гайка; 8 – упорный подшипник; 9 – винт; 10 – торцевая шайба; 11 – серьга; 12 – защитный лист; 13 – стопорная планка; 14 – стопорная шайба; 15 – замок; 16 – ось крепления свободного конца каната

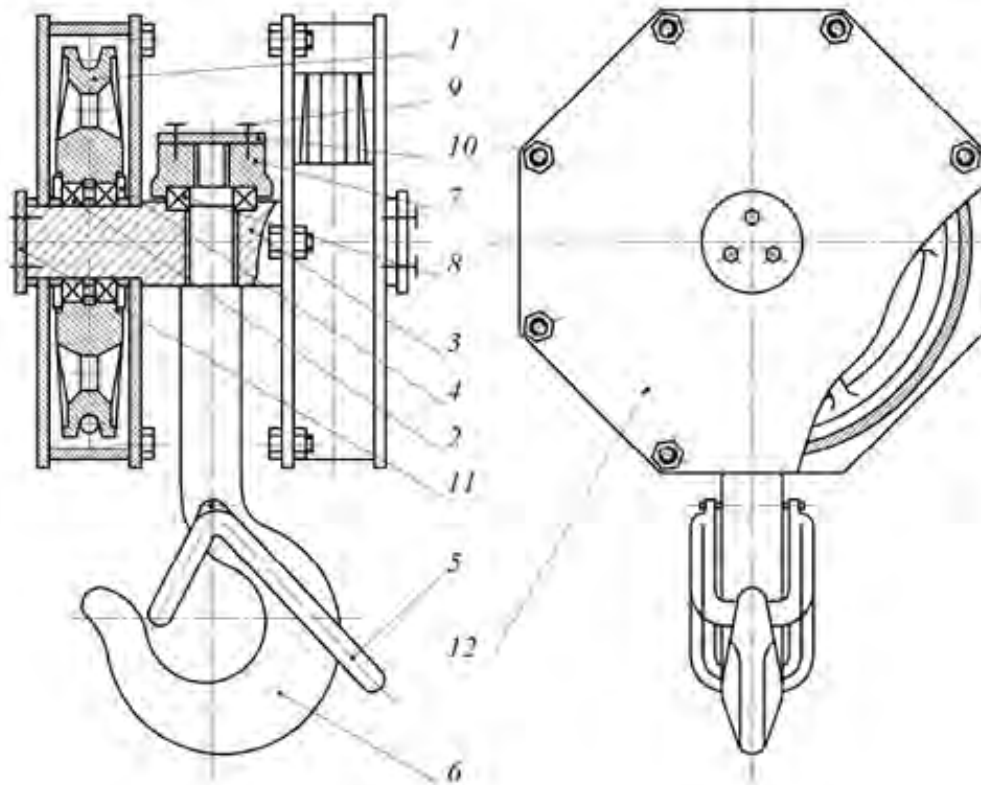


Рис. 5.6. Укороченная подвеска: 1 – блок; 2 – радиальный подшипник; 3 – поперечина; 4 – крышка подшипника; 5 – замок; 6 – крюк; 7 – гайка; 8 – упорный подшипник; 9 – винт; 10 – торцевая шайба; 11 – стопорная шайба; 12 – защитный лист

Применение укороченной подвески позволяет незначительно увеличить высоту подъема груза. Однако использование такой подвески возможно только при четном количестве блоков.

При работе грузоподъемного крана с грузами определенных форм и размеров для сокращения времени, затрачиваемого на подвеску и освобождение груза, а также уменьшения потребности в ручном труде применяются специальные захваты, подвешиваемые к крюку.

Клещевые захваты, используемые для подъема ящиков, труб, круглого металла (рис. 5.7), имеют рычажную систему в виде ножниц, свободные концы которых могут быть или загнуты по форме охватываемого ими груза, или иметь специальные упоры либо колодки, которыми клещи прижимаются к грузу и удерживают его силой трения, создаваемой между поверхностями упоров и груза. Сила трения затягивает клещи, в результате чего возникает сжимающее усилие.

Сжимающее усилие

$$T = \frac{k G_{\text{зр}}}{2a}, \quad (5.3)$$

где $G_{гр}$ – сила тяжести поднимаемого груза; k – коэффициент запаса сжимающего усилия; a – коэффициент трения между грузом и упором, величина которого находится в диапазоне $a = 0,12...0,5$ в зависимости от вида груза, а также от того, гладкая или рифленая поверхность у стального упора захвата.

Для подъема стальных и чугунных грузов, включая металлический лом, рассыпные элементы креплений железнодорожного пути, и других подобных грузов применяют подъемные электромагниты постоянного тока, грузоподъемность которых достигает 30 т. Эти магниты подвешивают к крюку и подводят к ним электрическую энергию при помощи гибкого кабеля, автоматически наматываемого и сматываемого со специального кабельного барабана при перемещении груза.

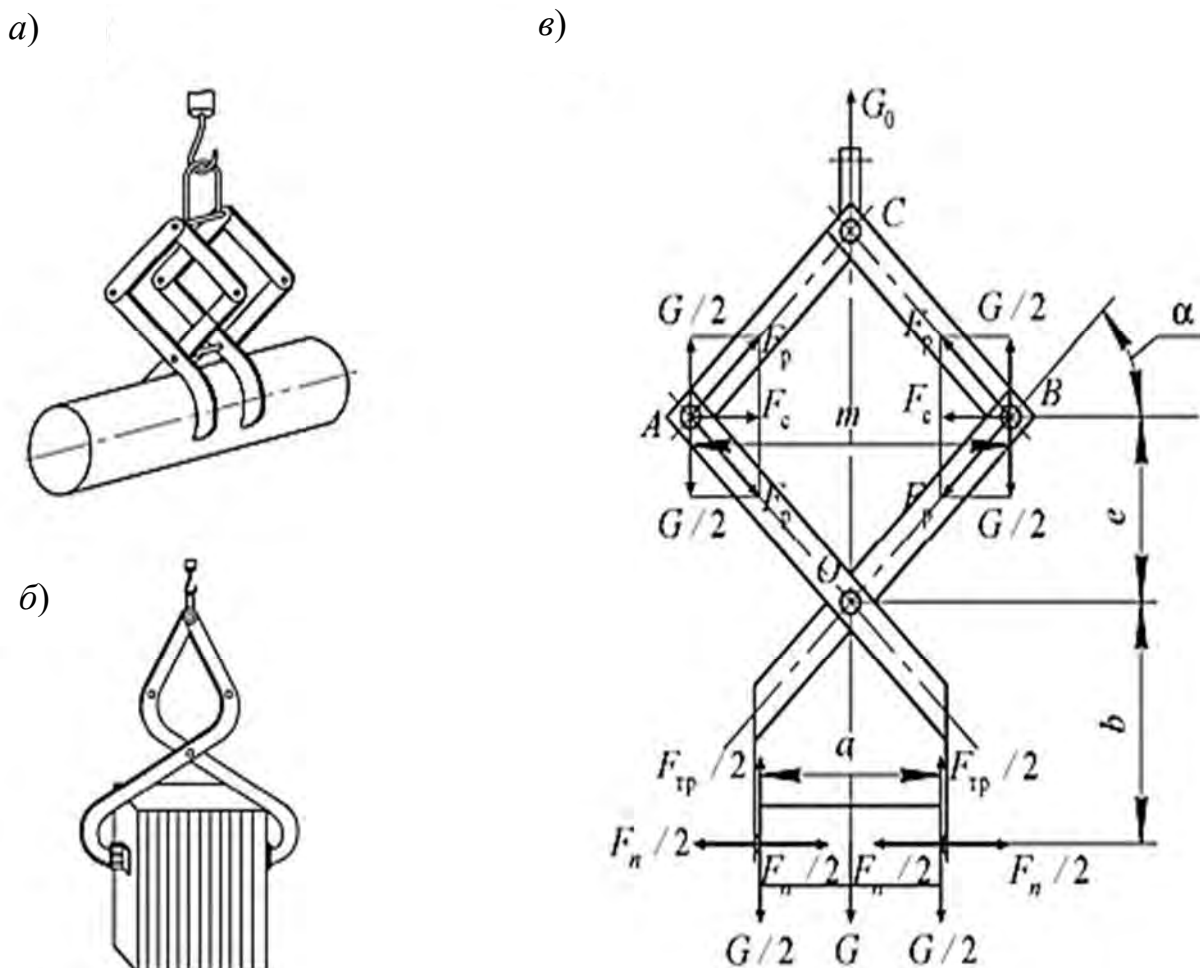


Рис. 5.7. Клещевые захваты: а – для труб; б – для набора плит; в – схема сил в рычагах клещевого захвата

Для подъема сыпучих и, реже, штучных грузов используют грейферные захваты. Эти автоматические грузозахватные устройства приводятся в действие одним или двумя подъемными канатами, а также специальными,

расположенными непосредственно на грейфере гидравлическими приводными устройствами. Грейферные захваты применяют на угольных складах, в сельском хозяйстве, на лесоскладах и т. д.

Для транспортирования контейнеров широко используются специальные рамные грузозахватные устройства, называемые автостропами. Этот захват, позволяющий обслуживать контейнеры без привлечения строповщиков, навешивается на крюк, и крановщик, управляя краном из кабины, перемещает захватное устройство к контейнеру и вводит его штыри в расположенные по углам контейнера отверстия фитингов. Освобождение контейнера от захвата также выполняется дистанционно.

5.2. Полиспасты

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых грузовым канатом. Силовой полиспаст уменьшает усилие в канате и момент сопротивления на грузовом барабане от поднимаемого груза. Основной характеристикой полиспаста является его кратность a , равная отношению общего числа ветвей каната, на которых подвешен груз, к числу ветвей каната, одновременно наматываемых на барабан. Благодаря тому, что полиспаст снижает усилие в канате, появляется возможность существенно уменьшать диаметр грузового каната и, как следствие, диаметр барабана и канатных блоков, массу и габариты грузоподъемного механизма.

Кроме того, полиспаст позволяет изменять передаточное отношение грузоподъемного механизма. Диапазон рабочих скоростей подъема груза и частоты вращения приводных двигателей так широк, что редуктор со стандартным значением передаточного числа порой оказывается непригодным. В таких случаях проблема решается за счет изменения кратности полиспаста. Увеличивая кратность полиспаста a , можно уменьшить необходимое передаточное число редуктора i_p и наоборот. Таким образом, выбор полиспаста является ответственным этапом конструирования грузоподъемного механизма, т. к. от его кратности зависят практически все технические показатели механизма.

Полиспасты подразделяются на одинарные и сдвоенные. В практике известны также случаи применения счетверенных полиспастов. В одинарном полиспасте один конец каната крепится на барабане, а второй конец при четной кратности – на неподвижном элементе конструкции (рис. 5.8), а при нечетной – на крюковой подвеске. На указанной схеме канат к барабану проходит от полиспаста через направляющие блоки, т. к. механизм расположен в стороне от полиспаста и грузозахватного устройства. Так устроен, например, башенный кран, у которого механизм установлен в основании башни, а полиспаст – намного выше, на конце стрелы. На других типах кранов

применяют схемы полиспастов без направляющих блоков, когда канат от крюковой подвески непосредственно навивается на расположенный сверху барабан.

В механизмах подъема с непосредственной навивкой каната на барабан обычно применяют сдвоенный полиспаст, при использовании которого обеспечиваются вертикальное перемещение груза и одинаковая нагрузка на подшипники барабана и на ходовые колеса тележки независимо от высоты подъема груза. В сдвоенном полиспасте оба конца каната закреплены на барабане, а в систему блоков введен уравнительный блок, который немного проворачивается, выравнивая длины ветвей обоих полиспастов.

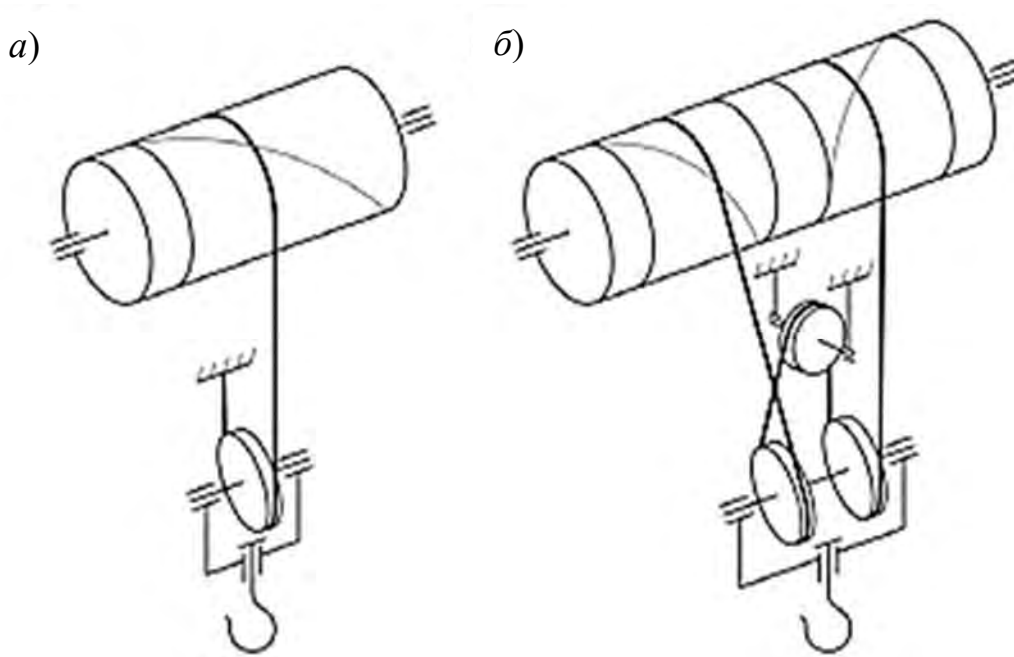


Рис. 5.8. Полиспасты: *а* – одинарный; *б* – сдвоенный

Уравнительный блок может располагаться как сверху, среди группы неподвижных блоков, так и снизу, на крюковой подвеске вместе с подвижными блоками.

Кратность полиспаста выбирают в зависимости от грузоподъемности и его типа [6, 7]. Она равна отношению общего числа ветвей каната, на которых подвешен груз, к числу ветвей каната, одновременно наматываемых на барабан.

5.3. Гибкие грузонесущие органы

В зависимости от назначения гибкие органы применяются для обвязки тарных и штучных грузов, в качестве грузоподъемного органа, строп для крепления и подвешивания грузов. Для обвязки грузов используются в

основном пеньковые и хлопчатобумажные канаты. В качестве строп применяются пеньковые и стальные канаты, сварные короткозвенные цепи, стропы-ленты из полиамидной ткани или ленты с каркасом из стальных тонких канатов, находящихся в оболочке из пластмассы, и парусиновые полотнища. В качестве основного грузоподъемного органа используются стальные канаты, сварные круглозвенные и пластинчатые цепи.

Стальные канаты обладают высокой прочностью, т. к. свиваются из высокоуглеродистых холодноотянутых стальных светлых или оцинкованных проволок марок В, I и II (ГОСТ 7372–66) диаметром от 0,2 до 3,0 мм с расчетным пределом прочности до 2600 МПа, полученных методом многократного холодного волочения с промежуточной термической и химической обработкой для обеспечения необходимых прочности, структуры, вида и качества поверхности. В грузоподъемных машинах применяются канаты с пределом прочности проволок от 1600 до 2000 МПа, т. к. менее прочная проволока увеличивает диаметр каната, а с более высоким пределом прочности приводит к снижению срока службы из-за повышения жесткости проволок. Проволоку марки В применяют в особо ответственных случаях, например для подъема людей. В остальных случаях используют проволоку марок I и II. Для специальных целей канаты изготавливают из проволок нержавеющей стали. Стальные канаты допускают работу с высокими скоростями, хорошо воспринимают толчки и удары и надежны в эксплуатации.

Разрыву всего стального каната предшествует разрыв наружных его проволок, что дает возможность своевременно заменить износившийся канат. Собственная масса стальных канатов сравнительно невелика. Стальные канаты, применяемые в качестве грузоподъемных, стреловых, несущих и тяговых, должны соответствовать ГОСТ 3241–91 *Канаты стальные*.

По форме поперечного сечения канаты могут быть круглые и плоские. Последние используются в шахтных подъемниках и в некоторых типах лифтов. Стальные круглые канаты изготавливают на специальных прядовьющих и канатовьющих машинах в следующих вариантах плетения: *одинарная спиральная свивка* – канат свивается непосредственно из стальных проволок (рис. 5.9, в); *двойная свивка (трос)* – сначала из отдельных проволок свиваются пряди, затем из нескольких прядей вокруг сердечника свивается один крученный канат (рис. 5.9, д); *тройная свивка (кабель)* – из канатов малого диаметра двойной свивки (тросов) свивается канат большого диаметра (рис. 5.9, к).

Канаты одинарной (спиральной) свивки очень жесткие, вследствие чего плохо сгибаются на блоках и барабанах, что приводит к значительному увеличению диаметров блоков и барабанов. Их применяют в качестве растяжек (вант), а также несущих канатов подвесных дорог.

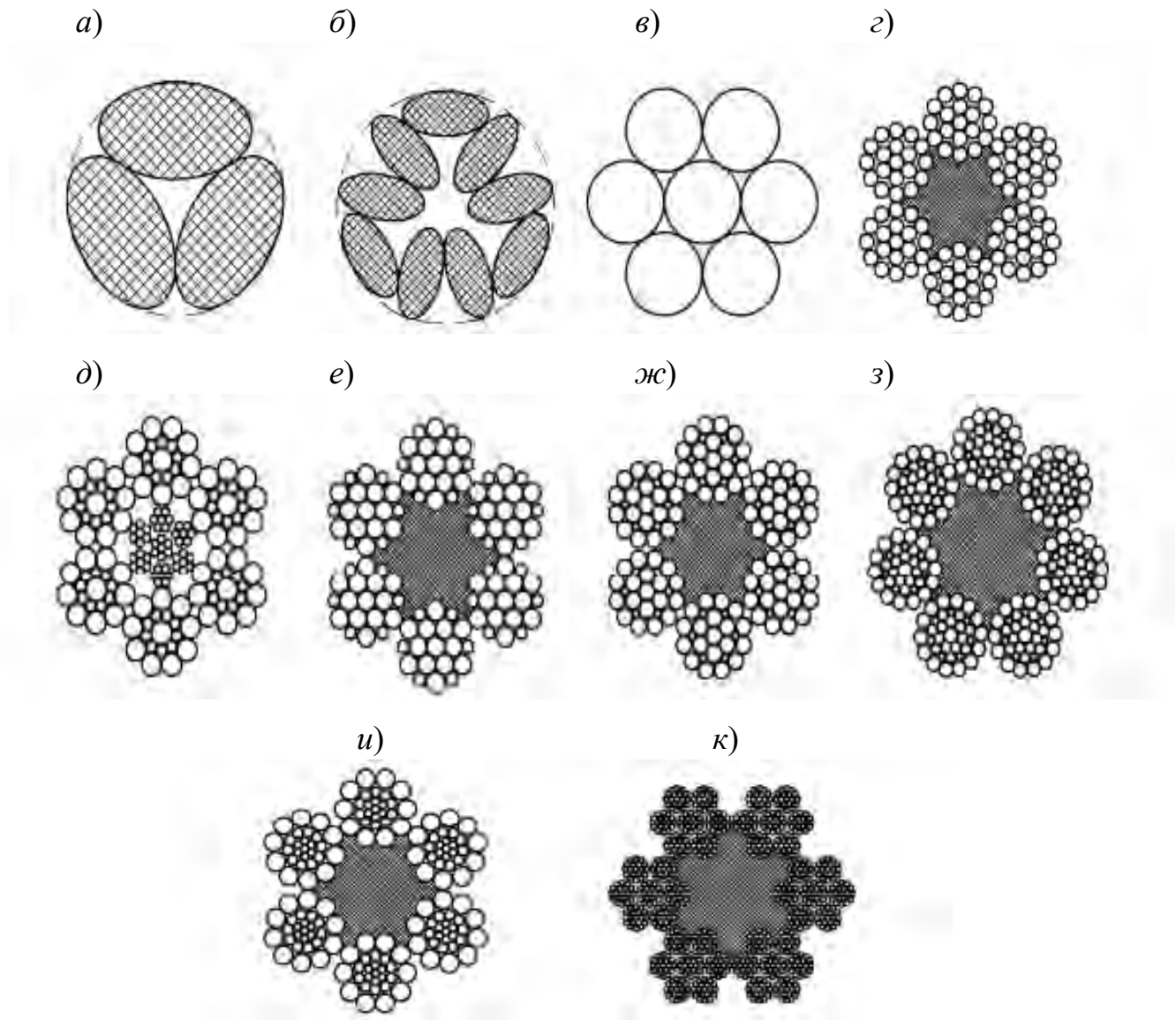


Рис. 5.9. Канаты: *а* – пеньковый тросовый; *б* – пеньковый кабельтовый (ГОСТ 483–75); *в* – стальной ЛК-О конструкции 1×7 (ГОСТ 3062–80); *з* – стальной ТК конструкции $6 \times 19 + 1$ о. с. (ГОСТ 3070–80); *д* – стальной ЛК-О конструкции $6 \times 19 + 7/7$ (ГОСТ 3081–80); *е* – стальной ЛК-Р конструкции $6 \times 19 + 1$ о. с. (ГОСТ 2688–80); *ж* – стальной ЛК-З конструкции $6 \times 25 + 1$ о. с. (ГОСТ 7665–80); *з* – стальной ЛК-РО конструкции $6 \times 36 + 1$ о. с. (ГОСТ 7668–80); *и* – стальной ТЛК-О конструкции $6 \times 27 + 1$ о. с. (ГОСТ 3079–80); *к* – стальной канат-кабель конструкции $6 \times 7 \times 19 + 1$ о. с.

В подъемных и транспортирующих машинах наибольшее использование получили канаты двойной свивки (тросы). Канаты тройной свивки обладают большей гибкостью, однако они изготавливаются из более тонких проволок, поэтому при равном диаметре с канатом двойной свивки они быстрее истираются при огибании барабанов и блоков. По этой причине, а также из-за большой стоимости такие канаты не получили широкого распространения.

Для сохранения каната круглого сечения при огибании блоков или наматывании на барабан и тем самым уменьшения износа проволок пряди

свивают в канат вокруг сердечника. Сердечник может быть металлическим (см. рис. 5.9, д) или из минеральных волокон (асбест), а для канатов малых диаметров – из льняной или хлопчатобумажной пряжи. Органические сердечники пропитывают антикоррозионной противогнилостной смазкой, не содержащей кислот и щелочей. Пеньковая сердцевина увеличивает гибкость каната, являясь одновременно как бы резервуаром для смазки, из которого при перегибах каната смазка поступает в зазоры между проволоками. Для смазывания канатов пригодны жидкие масла, не имеющие кислот. Смазывание следует производить при изогнутом канате, т. к. пряди несколько раскрываются, что облегчает поступление масла внутрь каната. В канатах, подвергающихся действию высокой температуры, вместо пеньки применяют асбест или мягкую стальную проволоку.

Если на барабан наматывается несколько слоев стального каната с пеньковой сердцевиной (например, на трелевочных лебедках), нижние слои каната подвергаются сжатию и расплющиванию, поэтому для таких работ целесообразно использовать канаты со стальной сердцевиной, хорошо сопротивляющиеся расплющиванию. В качестве металлического сердечника применяется отдельная прядь или канат двойной свивки (см. рис. 5.9, д).

Металлический сердечник не увеличивает разрушающую нагрузку каната, т. к. при нагружении каната сердечник, представляющий прямую прядь, разрывается уже при 0,7...0,9 от предельной нагрузки, разрывающей стальные пряди. В канате может быть один (центральный) или несколько сердечников.

По направлению проволок в прядях и прядей в канатах различают: *канаты параллельной (односторонней) свивки*, в которых проволоки в прядях и пряди в канатах свиты в одном направлении; *канаты крестовой свивки*, в которых проволоки в прядях свиты в одном направлении, а пряди в канате – в другом; *канаты комбинированной свивки*, в которых проволоки в двух рядом лежащих слоях имеют противоположное направление. Канаты параллельной свивки имеют более ровную внешнюю поверхность, площадь сечения в них заполнена лучше, они более гибкие, более долговечны, чем канаты крестовой свивки. Эти канаты меньше изнашиваются при работе на блоках и барабанах в результате увеличения поверхности соприкосновения проволок с поверхностью блока или барабана. Срок их службы на 25 %...50 % больше срока службы канатов крестовой свивки. Однако они имеют два недостатка: вследствие стремления к раскручиванию под действием растягивающей нагрузки эти канаты непригодны для поднятия грузов, подвешенных на одной ветви; из-за повышенной чувствительности к расплющиванию желательно применять только при однослойной навивке на барабан с канавками.

В канатах крестовой свивки наружные проволоки прядей соприкасаются по отдельным точкам, что увеличивает контактные напряжения, повышает

износ и снижает долговечность каната. Они не раскручиваются в свободном состоянии, и разрыв проволок не влечет самораспускания конца каната или его пряди. Вследствие большой структурной прочности канаты крестовой свивки применяются не только при однослойной, но и при многослойной навивке на барабан.

В зависимости от *вида свивки* изготавливают следующие канаты: *обыкновенные (раскручивающиеся)*, в которых проволоки и пряди не сохраняют своего положения, если они не стянуты обвязкой или стальным кольцом, а стремятся выпрямиться и распутиться; *нераскручивающиеся*, свиваемые из заранее деформированных проволок и прядей, которые получают перед свивкой форму, соответствующую их положению в канате. Проволоки такого каната в ненагруженном состоянии не испытывают внутренних напряжений, вследствие чего канат не раскручивается, усилия в нем равномерно распределены между всеми его проволоками, он обладает большей гибкостью и сопротивляемостью переменным изгибам, имеет более высокий срок службы, оборванные проволоки сохраняют свое прежнее положение и не выходят из каната, что облегчает его обслуживание и уменьшает износ поверхности барабана и блоков лопнувшими проволоками.

По *роду свивки проволок в прядях* канаты изготавливают: *с точечным касанием* (ТК) отдельных проволок между слоями прядей, при этом диаметры проволок всей пряди одинаковы (рис. 5.9, *г*); *с линейным касанием* (ЛК) проволок в пряди, которые имеют несколько разновидностей: ЛК-О (см. рис. 5.9, *д*) – проволоки отдельных слоев пряди с одинаковым диаметром; ЛК-Р (рис. 5.9, *е*) – проволоки в верхнем слое пряди двух разных диаметров; ЛК-РО (рис. 5.9, *з*) – проволоки разного и одинакового диаметров по отдельным слоям пряди; ЛК-З (рис. 5.9, *ж*) – между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра; *с точечным и линейным касанием* (ТЛК) проволок в пряди (рис. 5.9, *и*).

Канаты типа ТК применяются только при ненапряженных режимах работы, когда длительность срока службы определяется не качеством каната, а условиями его эксплуатации. Канаты типа ЛК имеют лучшее заполнение сечения, они более гибкие и износостойкие. Срок службы канатов ЛК на 30 %...100 % выше срока службы ТК. Стальные канаты различаются по конструкции (структуре), которая определяет число прядей в канате, проволок в каждой пряди в целом канате, число сердечников. Конструкция канатов может быть оценена по двум параметрам: конструктивной плотности и гибкости. Первая величина характеризует отношение суммарной площади проволок в канате по ГОСТу к площади каната по диаметру d_k . Вторая величина определяет способность каната к изгибу на блоках и барабанах в пределах упругой деформации и численно равна частному от деления диаметра каната d_k на наибольший диаметр проволоки в канате δ .

По назначению канаты бывают двух типов: ГЛ – грузоподъемные, служащие для подъема и транспортирования людей и грузов (провода только марки В); Г – грузовые, служащие для транспортировки грузов.

Пример обозначения структурной формулы каната: линейное касание проводов в прядях, в верхней пряди провода разных диаметров, шесть прядей, в каждой пряди 19 проводов, которые свиваются вокруг одной центральной провода, в первом ряду шесть проводов одинакового размера, во втором (внешний) – провода разного диаметра: шесть одного и шесть другого, пряди свиты вокруг одного органического сердечника: ЛК-Р 6 × 19 (1 × 6 × 6/6) + 1 о. с.

Причины износа и разрушения канатов можно свести к двум видам: поверхностные и внутренние. К первым относятся те, которые возникают при контакте каната с поверхностью барабана и блоков. Ко вторым – те, которые возникают при взаимном контакте проводов в прядях между собой. Оба вида зависят от правильного выбора конструкции каната, типа и направления свивки, соотношения диаметра каната и барабана или блоков, а также профиля и размеров ручья блока и канавки барабана, допущения перегрузок, чрезмерных динамических воздействий на канат, угла обхвата блока или барабана и технико-эксплуатационных факторов (смазка, уход, абразивная среда).

При выборе каната надо иметь в виду, что если он свит из толстых проводов, то имеет повышенную жесткость, но хорошо сопротивляется абразивному износу. С уменьшением диаметра проводов увеличивается гибкость каната, но одновременно возрастает и износ его проводов, уменьшается прочность и сокращается срок службы. Для уменьшения износа каната, его повреждений при сохранении и в процессе эксплуатации канаты покрываются защитной смазкой. Смазывание производят при изготовлении, хранении и эксплуатации каната. Обычно в качестве смазки применяют технический вазелин, пушечную смазку, канатную мазь и графитовые смазки.

Грузовые цепи выпускают двух видов: сварные круглозвенные и пластинчатые. В *сварных цепях* (ГОСТ 2319–81) (рис. 5.10, а) звенья цепи изготавливаются кузнечно-горновой или электроконтактной сваркой из сталей Ст2 и Ст3 (ГОСТ 380–71) ($\sigma_s = 340...420$ МПа), стали 10 (ГОСТ 1050–60) ($\sigma_s = 300$ МПа). Сварные цепи нормальной прочности, в соответствии с ГОСТ 2319–81, могут быть коротко- и длиннозвенные, калиброванные и некалиброванные. Короткозвенной называется цепь, длина звеньев L которой не превышает $5d$, а ширина $B \leq 3,5d$ (d – диаметр прутка). Остальные цепи относятся к длиннозвенным.

Размер калиброванной цепи (см. рис. 5.10, а) характеризуется диаметром прутка d , шириной звена B , внутренним размером b и шагом t , а некалиброванной (рис. 5.10, б) – шириной B и длиной звена L . Шаг звеньев t

калиброванной цепи имеет допуски 1,5 %...2,0 %, ширина звена B – допуски в пределах ± 5 % от номинального диаметра прутка d . Достоинствами сварных цепей являются их дешевизна и большая гибкость во всех направлениях, что допускает применение блоков малых диаметров. К недостаткам сварных цепей относятся внезапное их разрушение в результате плохого качества сварки или скрытых пороков металла хотя бы одного звена и усталости металла, а также значительное вытягивание цепей под нагрузкой и большой износ.

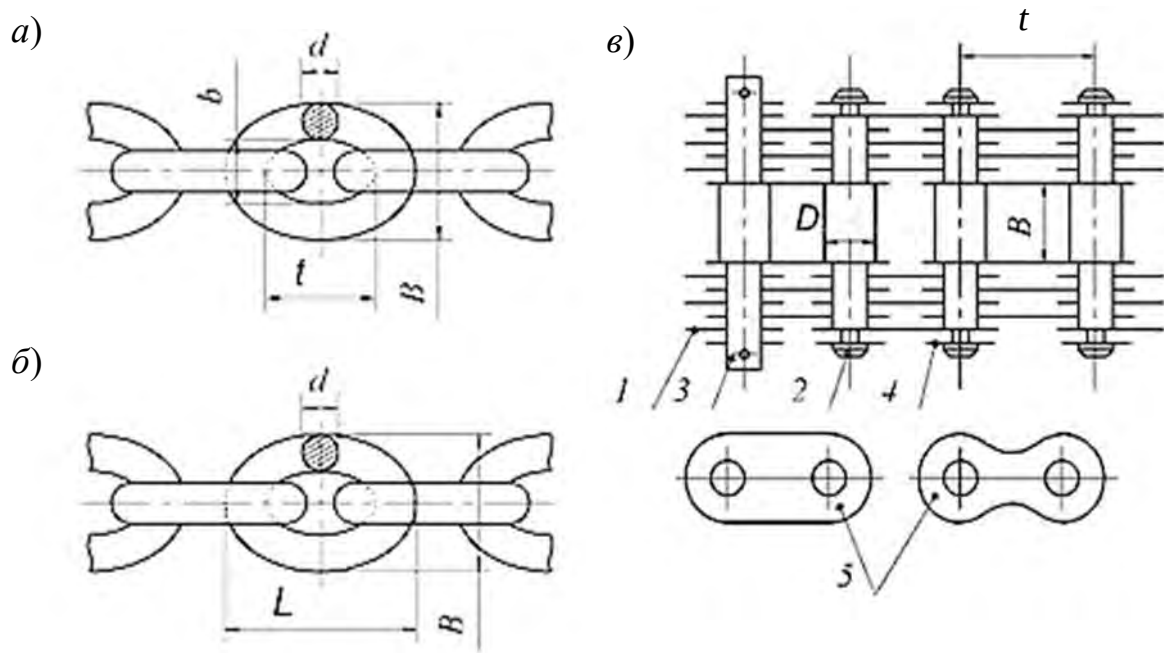


Рис. 5.10. Грузовые цепи: a – сварная калиброванная; b – сварная некалиброванная; $в$ – пластинчатая шарнирная; 1 – пластина; 2 – валик; 3 – валик разъема; 4 – шайба; 5 – типы пластин: простая и фасонная

Вследствие этих недостатков сварные цепи применяются в грузовых подвесках машин, работающих с малыми скоростями (до 0,3 м/с) и при грузоподъемности до 5 т; калиброванные – в подъемных механизмах с ручным и машинным приводами. При подъеме груза цепь укладывают в углубления, имеющиеся в блоках-звездочках с соответствующими профилированными ручьями. Для правильной совместной работы цепи и блока используют только калиброванные цепи с жесткими допусками в размерах. Некалиброванной цепью можно пользоваться только при работе с гладким барабаном или блоком.

Грузовые *пластинчатые цепи* имеют, по сравнению со сварными, следующие достоинства: высокую прочность (детали цепи изготавливают из качественной стали), большую безопасность (своевременное обнаружение дефектов в одиночных пластинах цепи до разрушения всей цепи) и большую

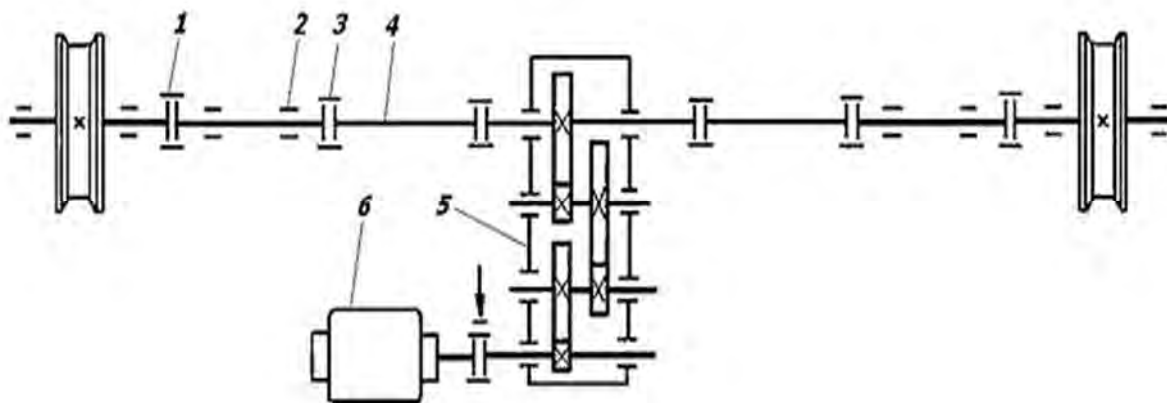
гибкость в направлении движения, что допускает применение приводных и направляющих звездочек малых диаметров. У пластинчатых цепей есть и недостатки, которые ограничивают их использование: значительный износ в шарнирах, особенно при работе в пыльном помещении, и возможность поворота звеньев только в одном направлении вокруг шарниров. Пластинчатая цепь (рис. 5.10, в) состоит из штампованных пластин, собираемых на валики, концы которых расклепывают на шайбе или без шайбы либо закрепляют шплинтованием валиков с подкладкой шайбы. В зависимости от грузоподъемности пластинчатые цепи изготавливают одно-, двух-, трех-, четырех- и шестирядными. В многорядных цепях из-за неточности изготовления пластин и неоднородности металла, а также вследствие несимметричного приложения нагрузки усилие между пластинами распределяется неравномерно. Эта неравномерность растет с увеличением числа пластин. Пластинчатые цепи применяют в грузоподъемных машинах, работающих с небольшими скоростями, обычно до $V = 0,25 \dots 0,35$ м/с (предельно до $V = 1,5$ м/с). Размер пластинчатой цепи (ГОСТ 191–89) характеризуется номинальным шагом цепи t и разрушающей нагрузкой.

5.4. Механизмы передвижения

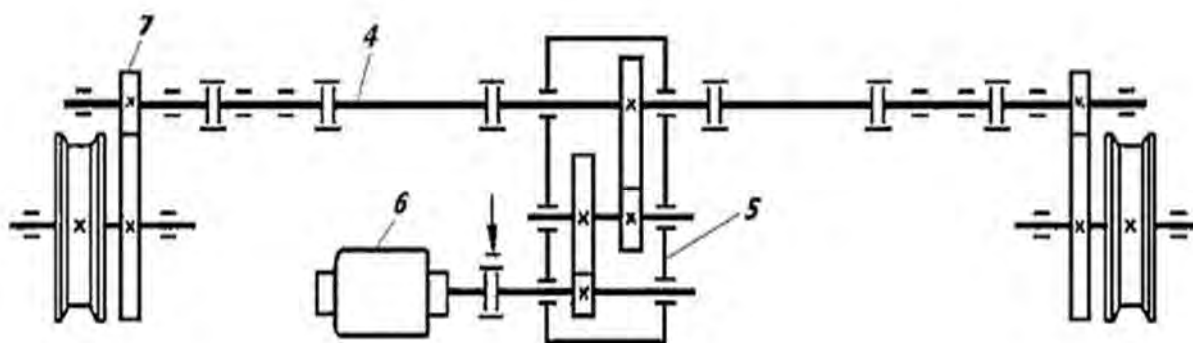
Механизмы передвижения обеспечивают горизонтальное перемещение всей грузоподъемной машины или только ее элемента по рельсовым, безрельсовым или канатным путям. Рельсовые пути используют краны мостового типа, а также порталные, башенные, железнодорожные, консольные и велосипедные. Механизм передвижения рельсовых грузоподъемных машин может размещаться на перемещаемом объекте (например, на грузовой тележке мостового крана). Крутящий момент в этом случае передается непосредственно на ходовые колеса либо он располагается за пределами перемещаемого объекта и связан с ним тяговым органом – канатом, цепью (например, лебедка для перемещения грузовой каретки козлового крана).

Непременными элементами механизма передвижения с приводными колесами являются двигатель, система передачи и ходовая часть. Особенности их конструкции обусловлены такими характеристиками грузоподъемных машин, как грузоподъемность, длина пролета, тип металлоконструкции. На рис. 5.11 показаны четыре схемы механизма передвижения мостовых кранов. Они имеют много общего: в каждой из них есть электродвигатель 1, соединительная муфта с тормозом 2, редукторы 4, ходовые катки (колеса) 6. Эти элементы участвуют в передаче вращающего момента от двигателя к колесу.

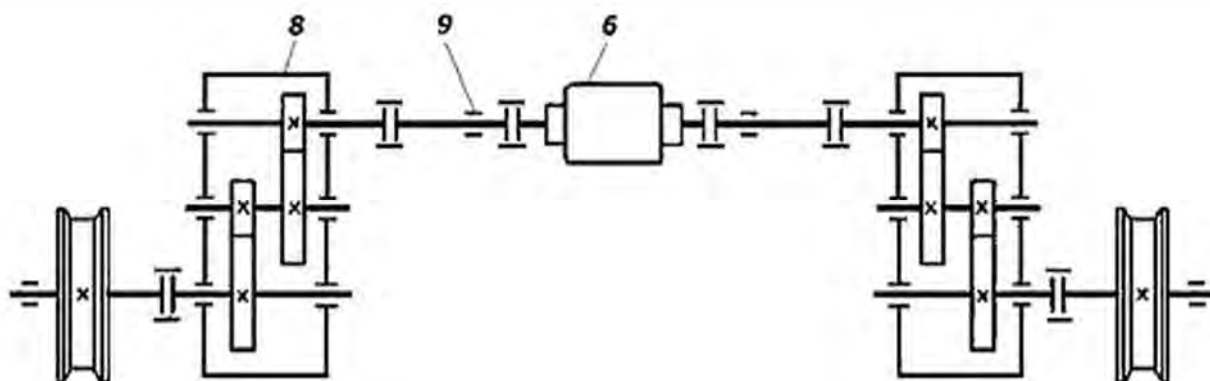
a)



б)



в)



г)

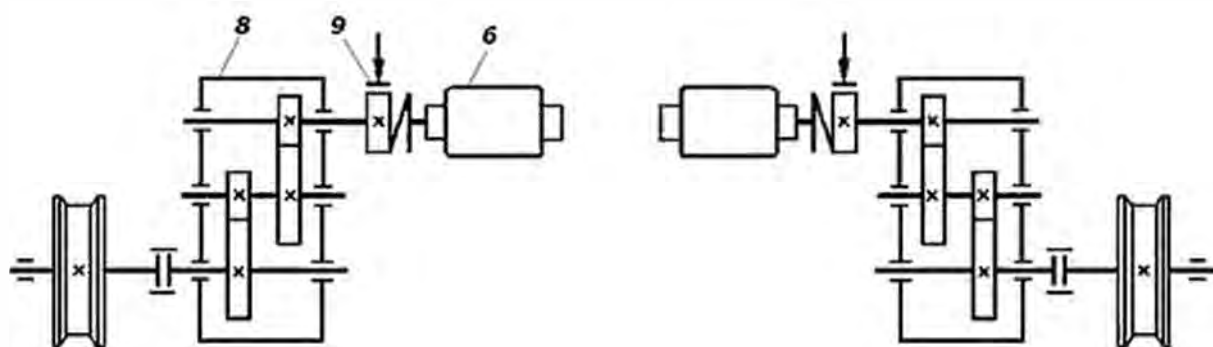


Рис. 5.11. Типовые схемы механизмов передвижения кранов

Есть и существенные различия. Первые три схемы имеют трансмиссионные валы 3, составленные из отдельных секций и соединенные муфтами 7. Величина вращающего момента, воспринимаемая трансмиссионными валами, различна.

В первой схеме (см. рис. 5.11, *а*) вал имеет с колесом одинаковую угловую скорость, он передает вращающий момент, ввиду чего вал 3, подшипники 4, муфты 2 и 6 имеют значительные размеры и массу. Они будут тем больше, чем выше грузоподъемность крана, скорость передвижения и длиннее пролет. Следовательно, эту схему, обладающую простотой конструкции, целесообразно применять в тихоходных механизмах передвижения при относительно невысокой грузоподъемности и легкой (решетчатой) металлоконструкции [8].

Во второй схеме (см. рис. 5.11, *б*) предусмотрена дополнительная зубчатая передача 8, которая увеличивает вращающий момент на ходовом колесе 7, а редуктор 4 имеет уменьшенное передаточное число. Нагрузка на трансмиссионный вал 3 здесь в несколько раз меньше, чем на тихоходном валу крана с такими же параметрами, вследствие чего размеры и масса трансмиссии при такой схеме (среднеходной) уменьшаются.

Если же применить механизм передвижения с быстроходным валом (см. рис. 5.11, *в*), то трансмиссионный вал, муфты, подшипники можно сделать еще меньше, поскольку вращающий момент, передаваемый ими, равен вращающему моменту двигателя и угловые скорости вращения вала 3 и двигателя равны. Два редуктора здесь разнесены по концам трансмиссионного вала, они увеличивают вращающий момент до необходимой величины и передают его на колеса.

Результат такой компоновки механизма передвижения – еще большее уменьшение диаметра вала и его массы. Но ее применение предъявляет повышенные требования к точности изготовления и монтажа элементов. Схема используется на кранах с большими пролетами и жесткими мостами.

В последние годы расширяется применение механизмов передвижения с раздельным приводом (см. рис. 5.11, *г*). Они имеют отдельный привод для каждой стороны моста, рассчитанный на 60 % от общей мощности для компенсации возможной неравномерности загрузки. Появляются блочные конструкции приводных агрегатов, обеспечивается удобство монтажных работ, технического обслуживания и ремонта.

5.5. Крановые тележки

Крановые тележки (рис. 5.12), предназначенные для подъема и перемещения груза вдоль пролета, для кранов общего назначения выполняют четырехопорными. На раме тележки, представляющей собой жесткую конст-

рукцию, размещены один или два механизма подъема, механизм передвижения тележки, токосъемник (в случае троллейного токоподвода) или поводок для кареток (в случае кабельного токоподвода), а также устройства безопасности, обеспечивающие нормальную эксплуатацию механизма подъема и передвижения. К этим устройствам относятся ограничители высоты подъема и грузоподъемности механизма подъема, автоматически отключающие механизм при подъеме крюка в крайнее положение и подъеме груза массой, превышающей номинальную на 10 %. Для ограничения передвижения тележки в крайние положения на мосту крана устанавливают концевые выключатели, а на тележке – линейку. При подходе тележки в крайнее положение линейка взаимодействует с концевыми выключателями, с помощью которых автоматически отключается механизм передвижения. Тележка также оборудуется буферами, ограничивающими ее перемещение по мосту при несрабатывании концевых выключателей. Для обеспечения безопасной работы при ремонте или осмотре механизмов на тележке устанавливают перила.



Рис. 5.12. Тележка крановая четырехопорная

Размещение механизмов на раме тележки производится таким образом, чтобы обеспечивалась равномерная нагрузка на все ходовые колеса. Поэтому в механизмах подъема используют барабаны с двумя нарезками разных

направлений и сдвоенные полиспасты, благодаря чему возможно произвести вертикальный подъем груза и при установке середины барабана по продольной оси моста передать равномерную нагрузку от действия силы тяжести поднимаемого груза на ходовые колеса. При использовании двух механизмов подъема (главного и вспомогательного) механизм главного подъема размещают таким образом, что приводные колеса испытывают нагрузку больше не приводных. Ходовая часть тележек кранов большой грузоподъемности (более 50 т) выполнена на балансирных тележках, позволяющих более равномерно распределять нагрузку на главные балки моста крана от действия их силы тяжести, а также силы тяжести поднимаемого груза.

Конструкция тележки во многом определяется исполнением пролетного строения моста крана, которое может быть двухбалочным или однобалочным. Крановые тележки двухбалочных кранов могут перемещаться по верхним и нижним поясам главных балок. Тележки перемещаются по рельсам, уложенным на верхних поясах главных балок. Механизм передвижения тележек, как правило, выполняют с тихоходным валом.

Колея тележек в основном зависит от длины барабана механизма подъема груза и для кранов малой грузоподъемности составляет 1,4; 2,0 и 2,5 м.

В кранах с однобалочными мостами используются специальные ходовые тележки, к которым крепится грузоподъемный механизм. На рис. 5.13 показана установленная на тележку электроталь.



Рис. 5.13. Тележка однобалочного крана

Консольные тележки выполнены либо с боковыми направляющими роликами, либо с обратными роликами, удерживающими тележку на главной балке от опрокидывания. Ходовые колеса (приводные и неприводные) тележки опираются на подтележечный рельс, который обычно располагается над стенкой главной балки.

Тележка магнитного крана с подвеской грузового магнита на крюковой подвеске отличается от тележки крана общего назначения тяжелого режима работы лишь наличием кабельного барабана, связанного непосредственно или механической (зубчатой, цепной) передачей с барабаном механизма подъема, что позволяет синхронно с подъемом электромагнита выбирать его питающий кабель.

5.5.1. Конструкции ходовых колес

Колеса бывают двухребордные, одноребордные и безребордные (рис. 5.14). Под ребордой ходового кранового колеса понимают приподнятый край обода, направляющий колесо при движении по рельсу. Диаметры колес, в зависимости от грузоподъемности, скорости движения и других параметров крана, находятся в пределах 160...1000 мм.

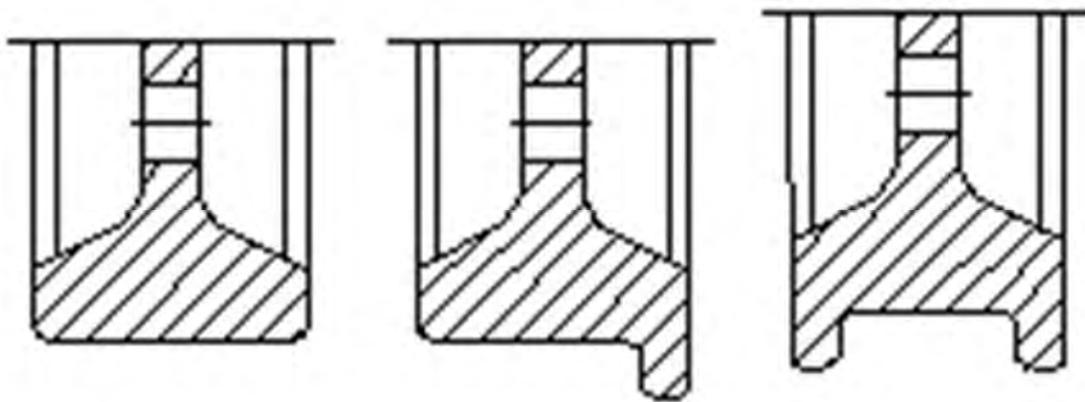


Рис. 5.14. Конструкции ходовых колес

Как правило, ходовые колеса кранов изготавливают двухребордными. Одноребордные ходовые колеса применяют в опорных и подвесных тележках кранов мостового типа и подвесных тележках, передвигающихся по однорельсовому пути (монорельсу). Кроме направления движения колес и предотвращения схода их с рельсов, реборды воспринимают горизонтальные поперечные силы, возникающие при передвижении крана.

Наибольшее распространение получила установка колес на угловых буксах. Буксы закрепляют болтами на раме тележки, концевой балке или балансира. От смещения при работе крана буксы удерживают платики,

приваренные к металлоконструкции или балансиру и взаимодействующие с пазами в буксах. Такая фиксация установки обеспечивает взаимозаменяемость букс и сокращает трудоемкость при замене колес за счет исключения времени на выверку их положения. При использовании безребордных колес (главным образом в мостовых и передвижных консольных кранах) функции реборд выполняют дополнительные горизонтальные ролики.

Износ крановых колес происходит от трения реборд о головки рельсов при движении крана с перекосом, при нарушении правильности расположения колес в плане (перекос), взаимодействии с изношенными деформированными рельсами и др. Существенно влияет на интенсивность изнашивания колеса профиль его обода. При наличии радиусных переходов от беговой дорожки к ребордам износ уменьшается.

Приводные ходовые колеса закрепляют на валах с помощью шпонок, холостые ходовые колеса – на вращающихся осях без шпонок, а горизонтальные ролики – на неподвижных осях в подшипниках. Для обеспечения правильности монтажа и удобства замены при эксплуатации колеса, закрепленные на валах, монтируют на сферических подшипниках в буксах.

По форме поверхности катания ходовые колеса подразделяются на:

- цилиндрические;
- конические;
- бочкообразные.

Цилиндрические крановые колеса имеют преимущественное применение для тележек и мостов кранов. Однако при движении моста крана с неизбежными перекосами относительно подкрановых путей приводные цилиндрические колеса не способствуют центрированию его хода, а их реборды, все время набегая на головку рельса, повышают сопротивление передвижению и подвергаются быстрому износу.

При использовании приводных конических колес (рис. 5.15) колесо отстающей стороны моста крана опирается на рельс окружностью большего диаметра. При одинаковой скорости вращения приводных конических колес отстающая сторона крана начинает передвигаться с более высокой скоростью и он автоматически выравнивается на рельсах. Коническая поверхность катания целесообразна только для приводных колес четырехколесного мостового крана без балансиров, имеющего центральный привод. Хотя у конических приводных колес реборды в работе практически не участвуют, их наличие способствует предотвращению случайного схода крана с рельсов. Неприводные колеса изготавливают всегда цилиндрическими.

Одноребордные конические и бочкообразные колеса применяются на подвесных однорельсовых тележках. При качении конического колеса подвесной тележки происходит неизбежное его проскальзывание по наклонным боковым дорожкам нижнего пояса ездовой балки. Это проскальзывание

является результатом различия в величине окружных скоростей конической поверхности качения колеса на линии контакта, из-за чего наблюдается повышенный износ и колес, и полок ездовой балки. Бочкообразные колеса, не обладая данным недостатком, менее чувствительны к перекосам рамы тележки.

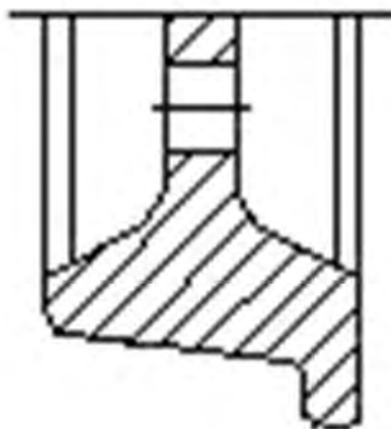


Рис. 5.15. Коническое крановое колесо

6. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Исходные данные

Высота подъема груза $H = 8$ м.

Грузоподъемность $Q = 12500$ кг.

Скорость подъема груза $V_{cp} = 0,133$ м/с или $V_{cp} = 8$ м/мин.

Группа режима работы крана – А6.

Группа режима работы механизмов – М5.

Количество циклов до капитального ремонта по ТЗ $C_m = 230000$.

Число рабочих циклов для группы режима работы крана А6 определяем на основании [1]. Коэффициент распределения нагрузок

$$K_p = \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{C_t} \left(\frac{Q_i}{Q_t} \right)^m, \quad (6.1)$$

где C_i – число рабочих циклов с частной массой груза, на основании [9] $C_1 = 0,6C_t = 138000$; C_t – общее число рабочих циклов, $C_t = 230000$; Q_i – частная масса груза, $Q_1 = 0,2Q = 0,2 \cdot 12500 = 2500$ кг; m – коэффициент, $m = 3$.

Тогда коэффициент распределения нагрузок $K_p = 0,7$.

По [1, табл. 1] принимаем число рабочих циклов $n_c = 2,5 \cdot 10^6$.

На основании группы классификации механизма подъема М7 по [1, табл. 2] принимаем общую продолжительность использования механизма $T_i = 6300$ ч.

Продолжительность использования крана $T_k = 25000$ ч.

6.1. Проектировочный расчет

6.1.1. Выбор компоновочной схемы механизма подъема

По аналогии с выполненными современными конструкциями кранов примем схему механизма подъема, представленную на рис. 6.1. Электродвигатель переменного тока соединяется через вал-вставку 3 с помощью зубчатых муфт 2 с зубчатым цилиндрическим двухступенчатым редуктором 6. Редукторная полумуфта вала-вставки используется как тормозной шкив нормально-замкнутого электромагнитного колодочного тормоза 5. Соединение вала редуктора с барабаном производится также зубчатой

муфтой, одна из полумуфт которой изготовлена за одно целое с выходным валом редуктора.

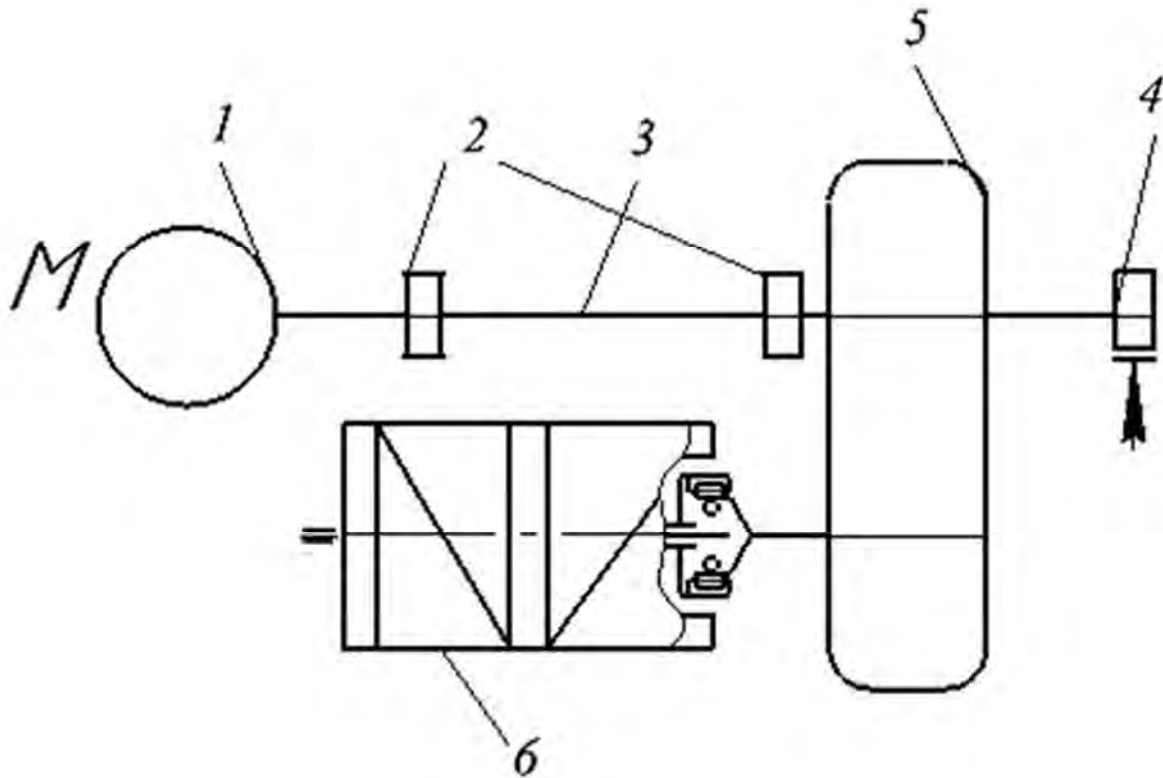


Рис. 6.1. Кинематическая схема механизма подъема: 1 – электродвигатель; 2 – муфта зубчатая; 3 – промежуточный вал; 4 – тормоз; 5 – редуктор; 6 – канатный барабан

С целью обеспечения строго вертикального подъема груза и создания неизменной нагрузки на опоры барабана и на ходовые колеса тележки, независимо от высоты подъема груза, принимается сдвоенный полиспаст ($a = 2$) с кратностью $i_n = 4$. Кратность полиспаста механизма подъема выбирается в зависимости от типа полиспаста и грузоподъемности механизма [6]. Схема запасовки каната показана на рис. 6.2.

Определяем число включений механизма подъема в час:

$$n_v = \frac{n_c}{T_i}. \quad (6.2)$$

Число включений механизма подъема в час

$$n_v = \frac{2,5 \cdot 10^6}{25000} = 100.$$

Силу тяжести груза определяем по формуле

$$G_{zp} = Q \frac{g}{1000}, \quad (6.3)$$

где g – гравитационное ускорение, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Сила тяжести груза

$$G_{zp} = 12500 \cdot \frac{9,81}{1000} = 122,6 \text{ кН.}$$

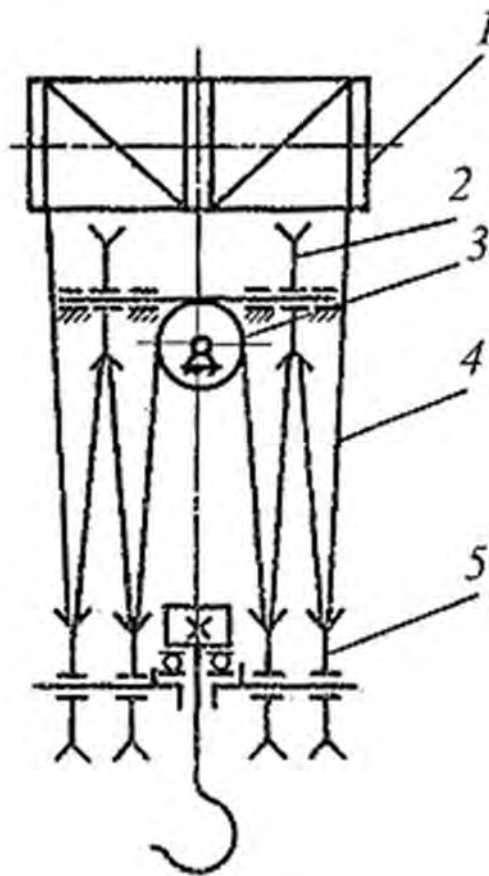


Рис. 6.2. Схема запасовки каната: 1 – барабан; 2 – верхние блоки; 3 – уравнильный блок; 4 – канат; 5 – крюковая подвеска

6.1.2. Выбор крюка

Для заданной грузоподъемности выбираем крюк № 17 (ГОСТ 34680–2020) [10].

Пример грузозахватного крюка показан на рис. 6.3.

В сечении А–А хвостовик крюка рассчитываем на растяжение, определяя действующие значения напряжений по формуле

$$\sigma_u = \frac{4G_{zp}}{\pi d_p^2} \leq [\sigma_x], \quad (6.4)$$

где $[\sigma_x]$ – допускаемое напряжение на растяжение резьбовой части хвостовика крюков, изготовленных из стали 20, принимаем в пределах от 50 до 60 МПа [11]; d_p – внутренний диаметр резьбы хвостовика крюка, мм.

$$d_p = 0,876d_0, \quad (6.5)$$

где d_0 – диаметр хвостовика крюка (см. рис. 6.3), $d_0 = 64$ мм.

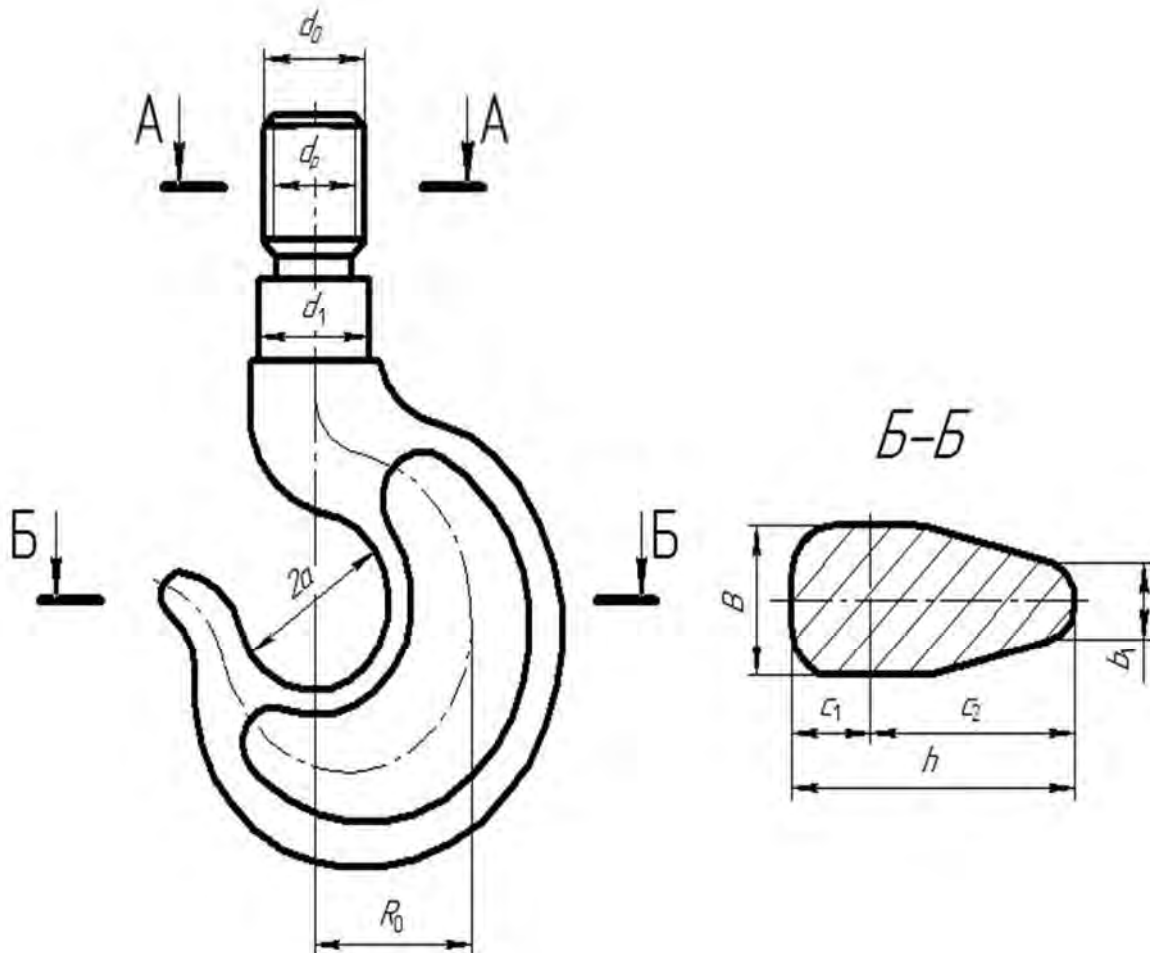


Рис. 6.3. Пример исполнения грузозахватного крюка

Производим вычисление:

$$d_p = 0,876 \cdot 64 = 56 \text{ мм.}$$

В результате

$$\sigma_u = \frac{4 \cdot 122600}{3,14 \cdot 0,056^2} = 49,8 \cdot 10^6 \text{ Па} = 49,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_x] = 60 \text{ МПа}.$$

Условие прочности крюка выполняется.

6.1.3. Выбор каната, диаметров блоков и барабана

Для проведения предварительных расчетов принимаем силу тяжести крюковой подвески в размере 5 % от веса груза:

$$G_n = 0,05 G_{zp}, \quad (6.6)$$

$$G_n = 0,05 \cdot 122,6 = 6,13 \text{ кН}.$$

Силу тяжести груза с крюковой подвеской вычисляем следующим образом:

$$G_{zp.n} = G_{zp} + G_n, \quad (6.7)$$

$$G_{zp.n} = 122,6 + 6,13 = 128,73 \text{ кН}.$$

На грузоподъемных кранах общего назначения рекомендуется применять следующие два типа шестипрядных стальных канатов двойной свивки с одним органическим сердечником: ЛК-Р 6 × 19 (ГОСТ 2688–80) и ЛК-РО 6 × 36 (ГОСТ 7668–80).

При проектировании канаты должны быть проверены расчетом по формуле

$$F_0 = S_{\max} Z_p, \quad (6.8)$$

где F_0 – разрывное усилие каната в целом, принимаемое по данным стандарта на конкретный тип каната, Н; $S_{\max}$ – наибольшее натяжение ветви каната, Н; Z_p – минимальный коэффициент использования каната, определяемый в зависимости от группы классификации механизма и режима работы грузоподъемного крана, равного М5, $Z_p = 4,5$ [1].

Максимальное статическое усилие (натяжение) в канате находим по формуле

$$S_{\max} = \frac{G_{zp.n}}{z_k u_n \eta_n}, \quad (6.9)$$

где z_k – число ветвей каната, навиваемых на барабан; u_n – кратность полиспаста; η_n – КПД полиспаста.

КПД полиспаста определяем по формуле

$$\eta_n = \frac{1}{u_n} \cdot \frac{1 - \eta_{\bar{o}l}^{u_n}}{1 - \eta_{\bar{o}l}}, \quad (6.10)$$

где $\eta_{\bar{o}l}$ – КПД одного блока, $\eta_{\bar{o}l} = 0,98$ [6].

КПД полиспаста

$$\eta_n = \frac{1}{4} \cdot \frac{1 - 0,98^4}{1 - 0,98} = 0,97.$$

Тогда получаем максимальное статическое усилие в канате

$$S_{\max} = \frac{128,73}{2 \cdot 4 \cdot 0,97} = 16,6 \text{ кН.}$$

По формуле (6.8) определяем разрывное усилие каната в целом:

$$F_0 = 16,6 \cdot 4,5 = 74,7 \text{ кН.}$$

По полученному разрывному усилию выбираем канат стальной двойной свивки, типа ЛК-Р, конструкции 14-Г-I-ОЖ-Н-1370 (ГОСТ 2688–80), диаметром 14 мм при расчетном пределе прочности проволок $\sigma = 1370$ МПа и разрывном усилии $S_p = 86,7$ кН.

Диаметр блоков по средней линии навитого каната определяем по формуле

$$D_{\bar{o}l} \geq h_2 d_k, \quad (6.11)$$

где h_2 – коэффициент выбора диаметра для блока при режиме работы А6, $h_2 = 20$.

Получаем

$$D_{\delta л} = 20 \cdot 14 = 280 \text{ мм.}$$

Принимаем ближайший наибольший диаметр, согласно [12], $D_{\delta л} = 320$ мм.

Диаметр уравнительного блока определяем по формуле

$$D_{ур.бл} = h_3 d_k, \quad (6.12)$$

где h_3 – коэффициент выбора диаметра для уравнительного блока режима работы М5, $h_3 = 14$ [1].

В результате

$$D_{ур.бл} = 14 \cdot 14 = 196 \text{ мм.}$$

Принимаем, в соответствии с [12], $D_{ур.бл} = 320$ мм.

В соответствии с [1], для режима работы механизма подъема М5 коэффициент диаметров барабана $h_1 = 18$. Тогда расчетный диаметр барабана определяем как

$$D_{\delta} = d_k h_1. \quad (6.13)$$

Диаметр барабана по центру каната

$$D_{\delta} = 14 \cdot 18 = 252 \text{ мм.}$$

Полученное значение D_{δ} следует округлить в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров: 160, 200, 250, 320, 400, 450, 500, 560 мм и т. д. В дальнейшем, при компоновке механизма, диаметр барабана может быть увеличен, поскольку в этом случае канат будет изгибаться по большему радиусу, что продлит его срок службы. Принимаем проектное значение диаметра барабана, равное 320 мм.

На рис. 6.4 показана схема барабана для сдвоенного полиспаста при расположении одной из опор оси барабана в расточке тихоходного вала редуктора. Барабан предназначен под однослойную навивку каната, поэтому он должен иметь нарезанные по винтовой линии канавки.

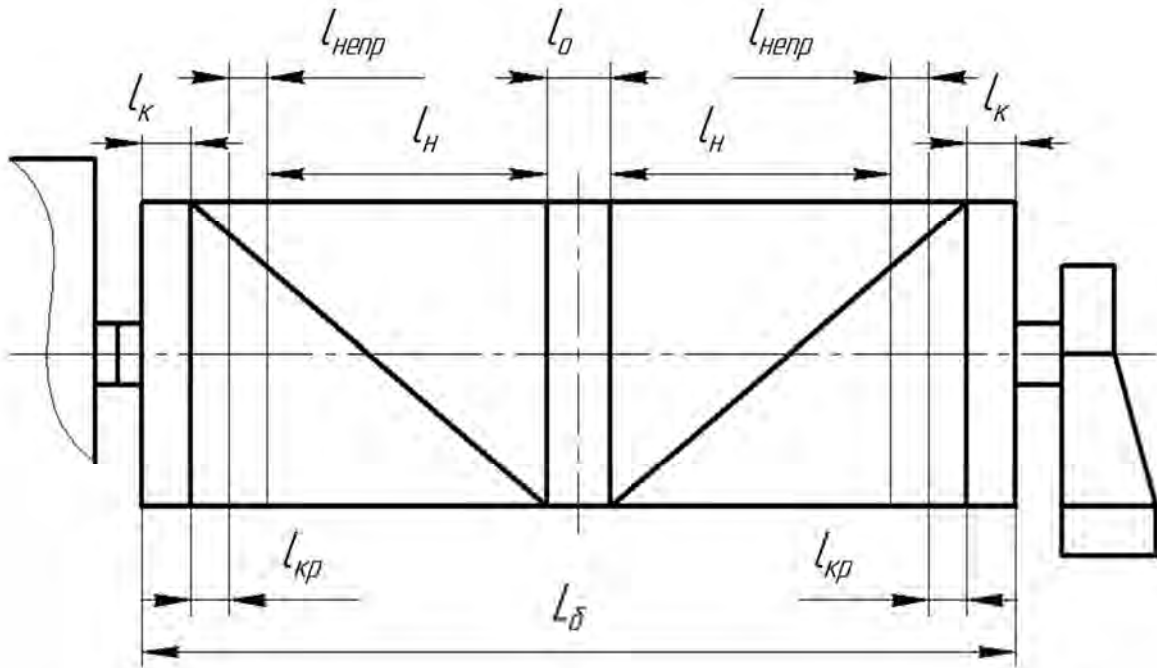


Рис. 6.4. Размеры барабана для сдвоенного полиспаста

Определяем шаг нарезки барабана по формуле

$$t = d_k + 3, \quad (6.14)$$

$$t = 14 + 3 = 17 \text{ мм.}$$

Рассчитываем длину участка крепления каната:

$$l_{kp} = 3(d_k + 3), \quad (6.15)$$

$$l_{kp} = 3(14 + 3) = 51 \text{ мм.}$$

Длину участка для 1,5 неприкосновенных витков каната определяем следующим образом:

$$l_{\text{непр}} = 1,5(d_k + 3), \quad (6.16)$$

$$l_{\text{непр}} = 1,5(14 + 3) = 25,5 \approx 26 \text{ мм.}$$

Число рабочих витков для одного полиспаста находим по формуле

$$Z_p = \frac{H u_n}{\pi D_{\delta}}, \quad (6.17)$$

где D_{δ} – диаметр барабана, окончательно принятый после компоновки механизма, $D_{\delta} = 320$ мм; H – высота подъема груза, согласно заданию, $H = 8$ м.

Получаем

$$Z_p = \frac{8 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,32} = 31,84 \approx 32.$$

Длину гладкого среднего участка определяем по формуле

$$l_0 = B + l_{\min} \operatorname{tg} \gamma. \quad (6.18)$$

Длина l_0 зависит от расстояния между осями крайних блоков крюковой подвески B и допускаемого угла отклонения каната от оси ручья блока $\gamma = 6^\circ$.

Минимальное допускаемое расстояние, согласно схеме, приведенной на рис. 6.5, между осью блоков крюковой подвески и осью барабана $l_{\min} = 3D_{\delta} = 960$ мм.

В результате

$$l_0 = 244 + 960 \operatorname{tg} 6^\circ = 345 \text{ мм.}$$

Длину гладкого концевой участка для крепления при изготовлении барабана находим следующим образом:

$$l_k = 4d_k, \quad (6.19)$$

$$l_k = 4 \cdot 14 = 56 \text{ мм.}$$

Длину одного нарезного участка определяем как

$$l_n = t Z_p + l_{\text{непр}} + l_{kp},$$

$$l_n = 17 \cdot 32 + 26 + 51 = 621 \text{ мм.}$$

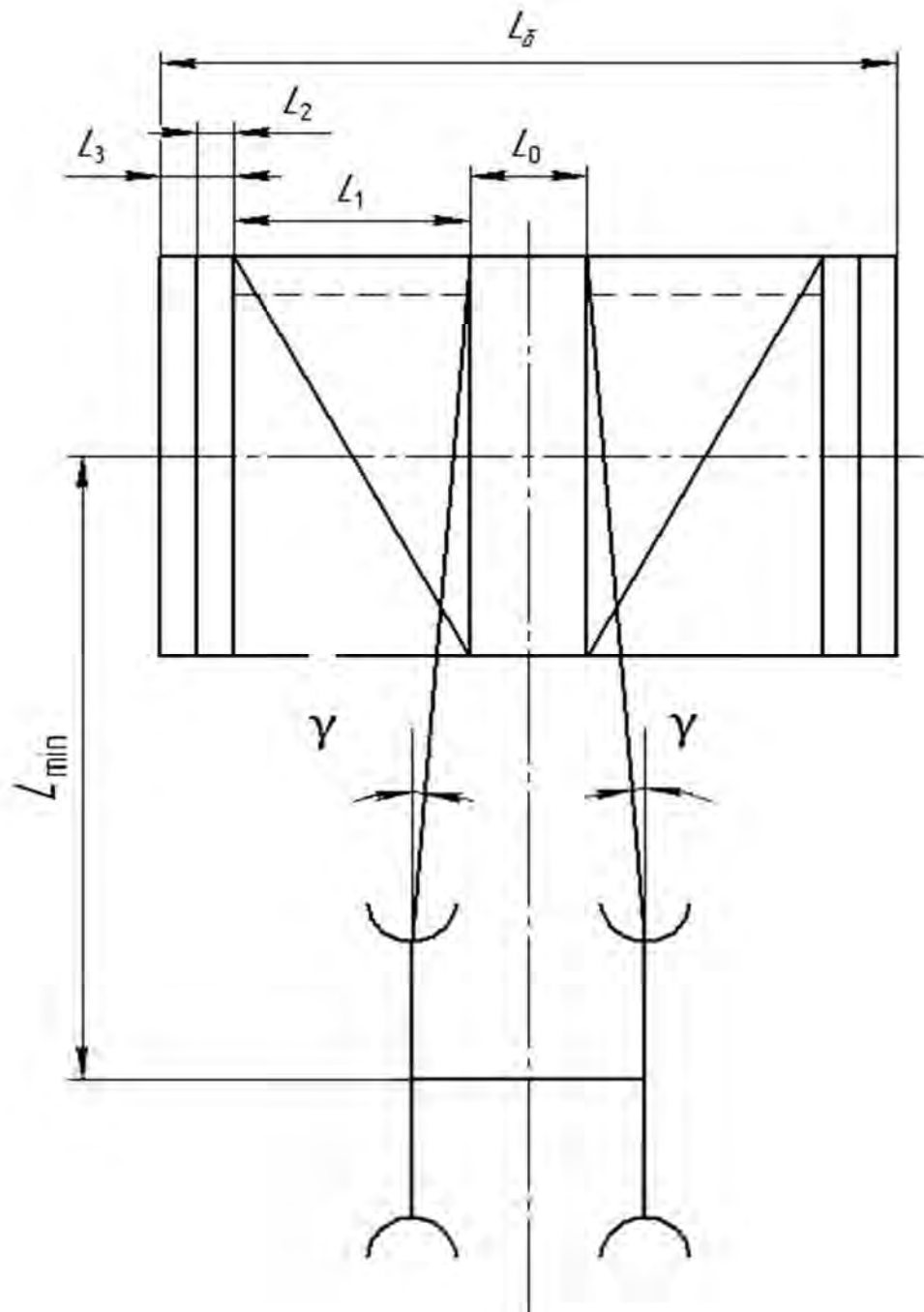


Рис. 6.5. Схема для определения длины гладкого среднего участка барабана для сдвоенного полиспаста

Вычисляем длину барабана, изображенного на рис. 6.4:

$$L_{\delta} = 2l_n + 2l_k + l_0,$$

$$L_{\delta} = 2 \cdot 621 + 2 \cdot 56 + 345 \approx 1699 \text{ мм.}$$

Принимаем длину барабана $L_{\delta} = 1700 \text{ мм.}$

Полную канатоемкость барабана определяем следующим образом:

$$Q_b = 6,28 Z_p D_{\delta}, \quad (6.20)$$

$$Q_b = 6,28 \cdot 32 \cdot 0,32 = 64,3 \text{ м.}$$

Толщину стенки цилиндрического барабана (рис. 6.6) находим по формуле

$$\delta = 0,95 \frac{1000 S_{\max}}{(d_k + 3)[\sigma]}, \quad (6.21)$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения для стального барабана, $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$ [13].

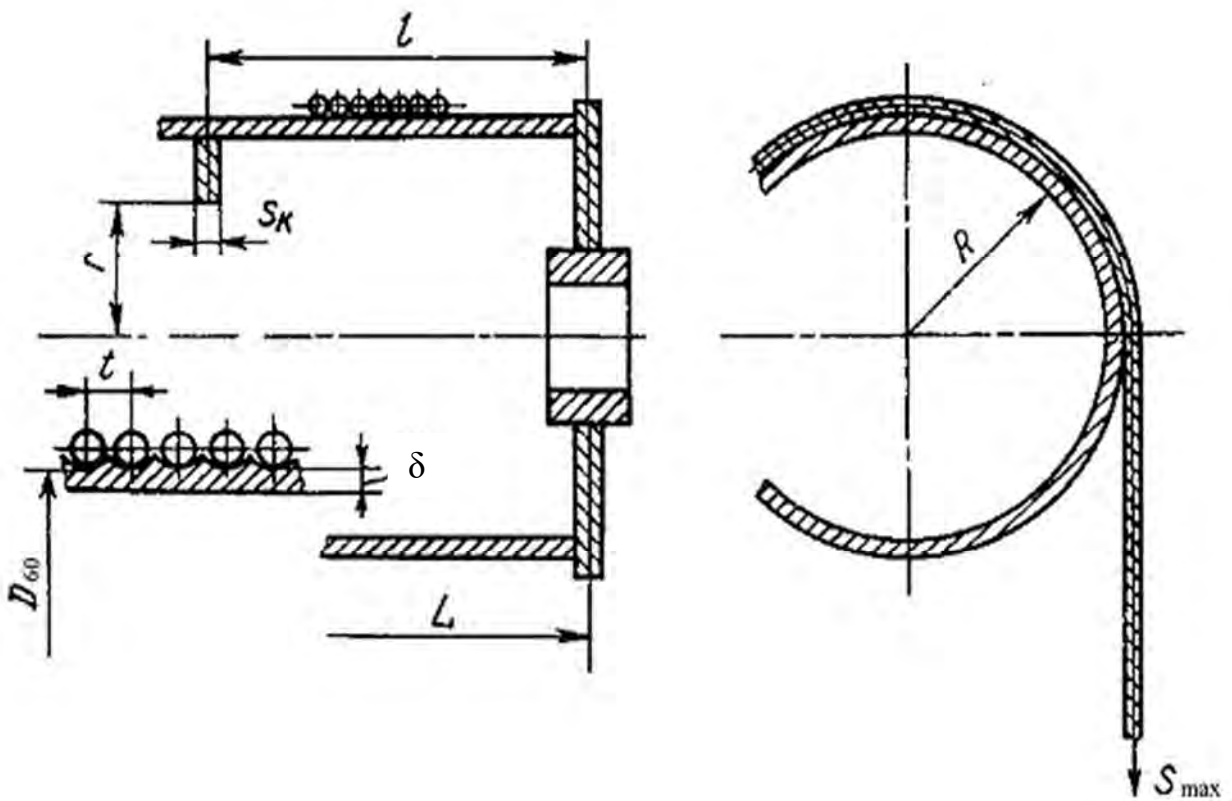


Рис. 6.6. Стенка цилиндрического барабана

Для предварительного расчета толщина стенки барабана

$$\delta = 0,95 \cdot \frac{1000 \cdot 16,6}{(14 + 3)140} = 6,6 \text{ мм.}$$

Из условия технологии изготовления литых барабанов толщина стенки их должна быть не менее 15 мм. Таким образом, принимаем толщину стенки барабана, равную 15 мм.

Толщину стенки барабана необходимо проверять на прочность расчетными методами, а при длине барабана больше трех диаметров следует учитывать возникающие в стенке барабана напряжения от его изгиба и кручения [14].

Коэффициент отношения длины барабана к диаметру определяем по формуле

$$k_{л\delta} = \frac{L_{\delta}}{D_{\delta}}. \quad (6.22)$$

В данном случае коэффициент отношения длины барабана к диаметру

$$k_{л\delta} = \frac{1700}{320} = 5,31.$$

Стенка барабана испытывает напряжение изгиба и кручения. Напряжения изгиба имеют максимальное значение при положении каната в центре барабана. Расчетная схема и эпюры крутящих и изгибающих моментов приведены на рис. 6.7.

При проверке барабана на совместное действие изгиба и кручения изгибающий момент определяем по формуле

$$M_{изг} = S_{\max} \frac{l_{\delta}}{2}. \quad (6.23)$$

Изгибающий момент

$$M_{изг} = 16600 \cdot \frac{1,7}{2} = 14110 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент находим по формуле

$$M_{кр} = 2S_{\max} \frac{D_{\delta} + d_{\kappa}}{2}. \quad (6.24)$$

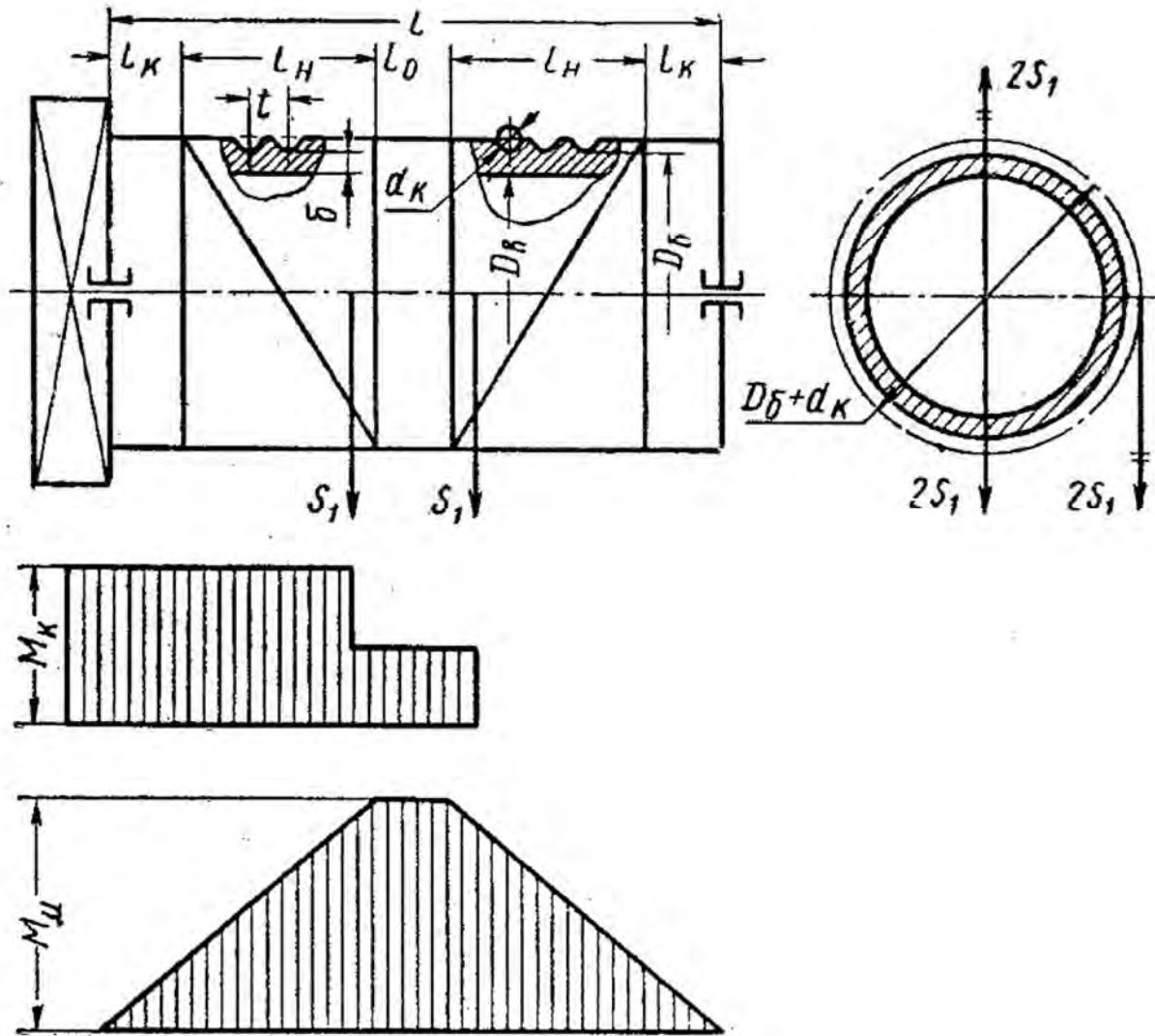


Рис. 6.7. Расчетная схема для канатного барабана

Крутящий момент

$$M_{кр} = 2 \cdot 16600 \cdot \frac{0,32 + 0,014}{2} = 5544,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эквивалентное напряжение от изгиба и кручения вычисляем по формуле

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_{изг}^2 + \alpha M_{кр}^2}}{W_u}, \quad (6.25)$$

где α – коэффициент приведения, учитывающий отношение допускаемого напряжения на изгиб, соответствующего режиму изгибающих нагрузок, к допускаемому напряжению на изгиб, соответствующему режиму крутящих

нагрузок, $\alpha = 0,75$; W_u – эквивалентный момент сопротивления поперечного сечения барабана, м^4 ,

$$W_u = 0,1 \frac{D_{\delta}^4 - d_{\delta}^4}{D_{\delta}}. \quad (6.26)$$

Эквивалентный момент сопротивления поперечного сечения барабана

$$W_u = 0,1 \cdot \frac{0,32^4 - 0,29^4}{0,32} = 0,0011 \text{ м}^4.$$

Тогда эквивалентные напряжения

$$\sigma \approx \frac{\sqrt{14110^2 + 0,75 \cdot 5544,4^2}}{0,0011} = 13372710,5 \text{ Па} \approx 13,4 \text{ МПа}.$$

Таким образом, напряжения в стенке барабана от изгиба и кручения весьма малы. Основным напряжением, определяющим прочность барабана, является напряжение сжатия.

Так как предварительный расчет толщины стенки барабана выполнен на основании напряжений сжатия, принимаем выбранные параметры барабана.

Расчет крепления каната к барабану

Определяем усилие в канате (рис. 6.8) по формуле

$$S_p = \frac{S_{\max}}{e^{f\alpha}}, \quad (6.27)$$

где α – угол охвата канатом барабана с учетом принятого запаса каната на барабане, принимаем $\alpha = 3\pi$; f – коэффициент трения между канатом и барабаном, $f = 0,10 \dots 0,17$.

Производим вычисление:

$$S_p = \frac{16600}{e^{0,15 \cdot 3\pi}} = 4034,1 \text{ Н}.$$

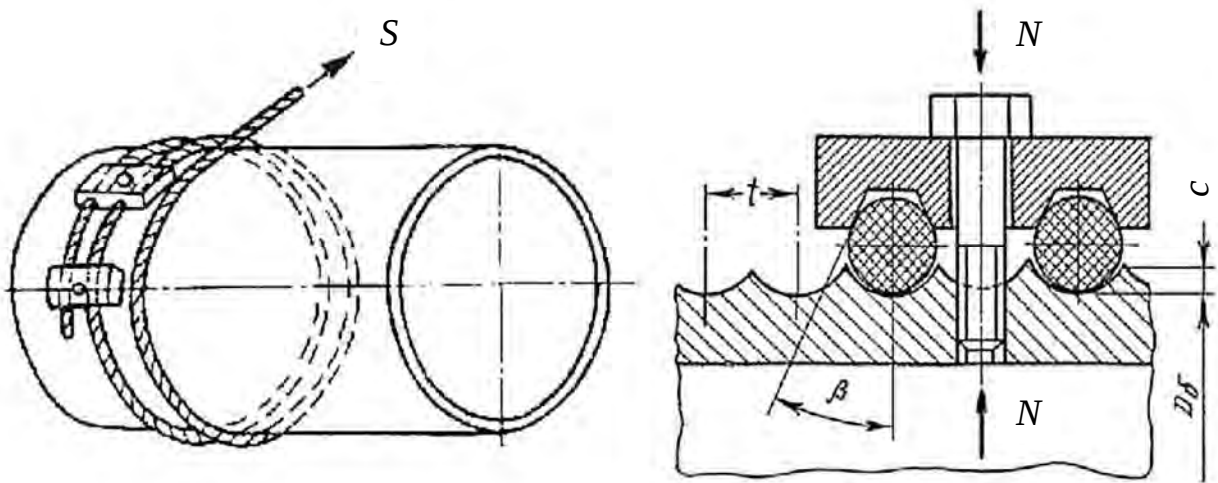


Рис. 6.8. Крепление каната к барабану

Находим необходимое осевое усилие болта по формуле

$$N = \frac{2S_p}{(f + f_1)(e^{f\alpha_1} + 1)}, \quad (6.28)$$

где f_1 – приведенный коэффициент трения между канатом и барабаном;
 α_1 – угол обхвата барабана канатом при переходе от одной канавки планки к другой, $\alpha_1 = 2\pi$.

Производим вычисление:

$$f_1 = \frac{f}{\sin(\beta)}, \quad (6.29)$$

где β – угол заклинивания каната, $\beta = 40^\circ$.

Получаем

$$f_1 = \frac{0,15}{\sin(40^\circ)} = 0,233.$$

Необходимое осевое усилие болта

$$N = \frac{2 \cdot 4034,1}{(0,15 + 0,233)(e^{0,15 \cdot 2 \cdot 3,14} + 1)} = 5906,35 \text{ Н.}$$

Число планок

$$n = \frac{4N}{\pi d_1^2 [\sigma_{сж}]}, \quad (6.30)$$

где $[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение сжатия болта, $[\sigma_{сж}] = 60$ МПа;
 d_1 – внутренний диаметр болта М16, изготовленного из Ст3, $d_1 = 15,5$ мм.

В результате

$$n = \frac{4 \cdot 5906,35}{3,14 \cdot 0,0155^2 \cdot 60 \cdot 10^6} = 0,52.$$

Принимаем $n = 2$ прижимных планок на каждую ветвь каната в соответствии с [1].

Силу, изгибающую болт, определяем по формуле

$$N_u = f_1 N. \quad (6.31)$$

Получаем

$$N_u = 0,233 \cdot 5906,35 = 1376,2 \text{ Н.}$$

Суммарное напряжение в болте при затяжке крепления, с учетом растягивающих и изгибающих усилий, находим по формуле

$$\sigma_u = \frac{4 \cdot 1,3kN}{z\pi d_1^2} + \frac{k N_u l}{z \cdot 0,1 d_1^3} \leq [\sigma_p], \quad (6.32)$$

где k – коэффициент надежности запаса крепления каната, $k = 1,5$;
 l – расстояние от дна канавки на барабане до верхней плоскости прижимной планки, $l = 24$ мм; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение для болта из стали Ст3, $[\sigma_p] = 115$ МПа [13].

Суммарное напряжение в болте при затяжке

$$\sigma_u = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 6928,7}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0155^2} + \frac{1,5 \cdot 1376,2 \cdot 0,024}{2 \cdot 0,1 \cdot 0,0155^3} = 24910951,6 \text{ Па} \approx 24 \text{ МПа.}$$

Суммарное напряжение в болте не превышает допускаемых значений.
 Болты отвечают условию прочности.

6.1.4. Выбор двигателя

Максимальная статическая мощность, которую должен иметь механизм в период установившегося движения при подъеме номинального груза,

$$N_{ст.маx} = \frac{G_{гp.n} V_{гp}}{\eta_{np}}, \quad (6.33)$$

где $G_{гp.n}$ – сила тяжести номинального груза и крюковой подвески, кН;
 $V_{гp}$ – скорость подъема груза; η_{np} – предварительное значение КПД механизма, $\eta_{np} = 0,8 \dots 0,86$.

Максимальная статическая мощность

$$N_{ст.маx} = \frac{128,73 \cdot 0,133}{0,85} = 20,14 \text{ кВт.}$$

В крановых механизмах подъема целесообразнее всего использовать асинхронные двигатели с фазным ротором серий МТФ, МТН, 4МТН, 4АК, 4АНК. Из них наибольшее применение имеют серии МТФ и МТН.

Номинальная потребная мощность двигателя может быть принята меньше максимальной статической $N_{ст.маx}$:

$$N_{дв} = (0,7 \dots 0,8) N_{ст.маx}. \quad (6.34)$$

Номинальная потребная мощность двигателя

$$N_{дв} = 0,85 \cdot 20,14 = 17,12 \text{ кВт.}$$

Заданная продолжительность включения механизма подъема соответствует значению ПВ 40 % для режима работы А5 (средний).

Выбираем асинхронный крановый электродвигатель меньшей мощности с фазным ротором МТН 312-6 с последующим расчетом на нагрев.

Характеристики электродвигателя [15]:

- тип (марка) – МТН 312-6;
- мощность N – 15 кВт;
- напряжение сети U – 220/380 В;
- частота вращения n – 720 мин⁻¹;
- продолжительность включения ПВ – 40 % (А6);
- кратность максимального момента M_{max}/M_n – 3,1;

- момент инерции ротора – 0,374 кг·м²;
- масса электродвигателя – 245 кг.

Асинхронные трехфазные электродвигатели серии МТН, а также другие аналогичные крановые двигатели серий МТН, МТФ и ДМТФ используются для работы в электроприводах металлургических агрегатов и подъемно-транспортных механизмах всех видов и поставляются на комплектацию башенных, козловых, порталных, мостовых и других кранов.

Базовое исполнение: повторно-кратковременный режим работы – S6; ПВ = 40 %; с питанием от сети переменного тока 50 Гц напряжением 380 В (220 В, 660 В); климатическое исполнение и категория размещения – У1; степень защиты – IP55; изготовление – в чугунном корпусе.

6.1.5. Выбор редуктора

Определяем частоту вращения барабана по формуле

$$n_{\bar{o}} = \frac{V_{zp} u_n}{\pi D_{\bar{o}}}, \quad (6.35)$$

где V_{zp} – скорость подъема груза, м/мин; u_n – кратность полиспаста.

Получаем

$$n_{\bar{o}} = \frac{8 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,32} = 31,85 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемое передаточное число механизма находим следующим образом:

$$u_m = \frac{n_{\partial\epsilon}}{n_{\bar{o}}}, \quad (6.36)$$

$$u_m = \frac{720}{31,85} = 22,6.$$

Определяем момент на тихоходном валу редуктора по формуле

$$T_{\text{тих.в}} = \frac{G_{zp.n} D_{\bar{o}}}{2u_n}. \quad (6.37)$$

Момент на тихоходном валу редуктора

$$T_{\text{тих.в}} = \frac{128,73 \cdot 0,32}{2 \cdot 4} = 5,1 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Зная мощность двигателя, требуемое передаточное число и необходимый момент на тихоходном валу, выбираем крановый редуктор РМ 500 с номинальной частотой вращения 750 мин^{-1} , моментом на тихоходном валу $5,382 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Межосевое расстояние – 500 мм , передаточное число – $22,5$ [16].

Определяем фактическую скорость груза следующим образом:

$$V_{\text{зр. ф}} = \frac{\pi D_{\text{б}} n_{\text{дв}}}{u_p u_n}, \quad (6.38)$$

$$V_{\text{зр. ф}} = \frac{3,14 \cdot 0,32 \cdot 720}{22,5 \cdot 4} = 8,04 \text{ м/мин}.$$

Находим разницу скорости:

$$\Delta V_{\text{зр. ф}} = \frac{V_{\text{зр}} - V_{\text{зр. ф}}}{V_{\text{зр}}} \cdot 100, \quad (6.39)$$

$$\Delta V_{\text{зр. ф}} = \frac{8,04 - 8}{8} \cdot 100 = 0,5 \text{ \%}.$$

Действительная скорость подъема груза отличается от требуемой менее чем на $1 \text{ \%}$.

6.1.6. Подбор тормоза

Расчетный тормозной момент определяем по формуле

$$T_m = T_{\text{ст.м}} k_m, \quad (6.40)$$

где k_m – коэффициент запаса торможения, $k_m = 1,5$; $T_{\text{ст.м}}$ – статический момент торможения, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Статический момент на тормозном валу находим по формуле

$$T_{ст.м} = \frac{G_{эп.н} D_{\delta}}{2u_n u_p} \eta_m, \quad (6.41)$$

где η_m – КПД механизма,

$$\eta_m = \eta_n \eta_p \eta_{\delta} \eta_{муф}; \quad (6.42)$$

η_n – КПД полиспаста, $\eta_n = 0,99$; η_p – КПД редуктора, $\eta_p = 0,94$; $\eta_{муф}$ – КПД зубчатой муфты, $\eta_{муф} = 0,99$; η_{δ} – КПД барабана, $\eta_{\delta} = 0,98$.

Производим расчет:

$$\eta_m = 0,99 \cdot 0,94 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,86;$$

$$T_{ст.м} = \frac{128,73 \cdot 10^3 \cdot 0,32}{2 \cdot 4 \cdot 22,5} \cdot 0,86 = 196,8 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$T_m = 196,8 \cdot 1,5 = 295,2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

По рассчитанному значению тормозного момента выбираем тормоз ТКГ-200, развивающий тормозной момент $T_m = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$, диаметр тормозного шкива, равный 200 мм. Для обеспечения требуемой скорости торможения в последующем проведем регулировку тормоза на меньший тормозной момент [17].

Проверочный расчет на удельное давление

Силу трения колодок о шкив вычисляем согласно расчетной схеме, приведенной на рис. 6.9:

$$F_{mp} = \frac{T_m}{D_{шк}}, \quad (6.43)$$

$$F_{mp} = \frac{300}{0,2} = 1500 \text{ Н}.$$

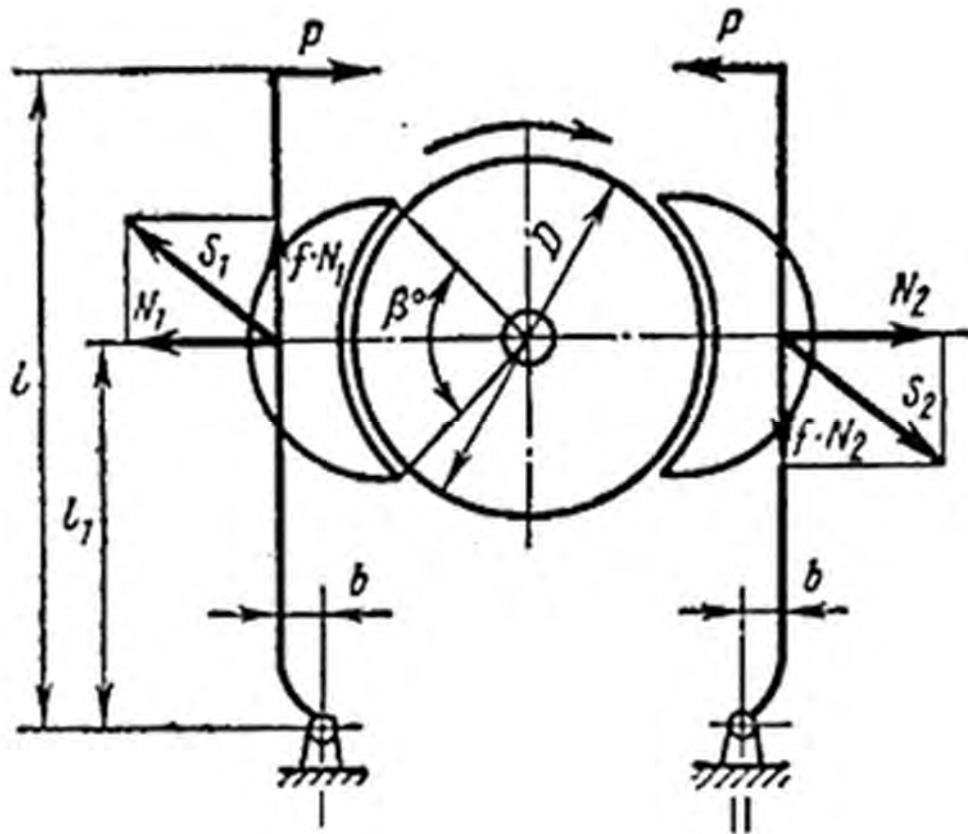


Рис. 6.9. Расчетная схема колодочного тормоза

Нормальную силу прижатия колодки к барабану определяем по формуле

$$N = \frac{F_{mp}}{f_{mp}}, \quad (6.44)$$

где f_{mp} – коэффициент трения, $f_{mp} = 0,35$ [11].

Получаем

$$N = \frac{1500}{0,35} = 4285,7 \text{ Н.}$$

Удельное давление находим по формуле

$$q = \frac{360N}{\pi D_{шк} B \beta} \leq [q] = 1,5 \text{ МПа}, \quad (6.45)$$

где B – ширина тормозного шкива, $B = 90$ мм; β – угол обхвата шкива колодкой, $\beta = 70^\circ$; $[q]$ – допускаемое удельное давление, $[q] = 1,5$ МПа.

Получаем

$$q = \frac{360 \cdot 4285,7}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,09 \cdot 70} = 3,9 \cdot 10^5 \text{ Па} = 0,39 \text{ МПа} \leq [q] = 1,5 \text{ МПа}.$$

Удельное давление в допускаемых пределах.

6.1.7. Подбор соединительной муфты

Подбор муфты для соединения двигателя и редуктора осуществляем согласно формуле

$$T_m = M_{\text{дв.н}} k_1 k_2, \quad (6.46)$$

где $M_{\text{дв.н}}$ – номинальный момент на валу двигателя; k_1 – коэффициент запаса, $k_1 = 1,1$; k_2 – коэффициент ответственности, $k_2 = 1,2$.

Получаем

$$T_m = 198,96 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 262,63 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номинальный момент электродвигателя ориентировочно можно определить по формуле

$$M_{\text{дв.н}} = 9550 \frac{N_{\text{дв.н}}}{n}.$$

Выбираем две муфты зубчатые 1-1000-40-1У2 (ГОСТ 50895–96) [18], имеющие следующие параметры: $d = 40$ мм; номинальный передаваемый вращающий момент $M_m = 1000$ Н·м; одна из муфт с тормозным шкивом момент инерции $J_m = 0,05$ кг·м².

6.1.8. Определение времени пуска и торможения, выбор концевого выключателя и места его установки

Фактическое время пуска при подъеме груза определяем по формуле

$$t_n = \frac{J_{np} n}{9,55(M_{n.\text{дв}} - M_n)} + \frac{9,55 m_{cp.n} V^2}{n(M_{n.\text{дв}} - M_n) \eta_{np}}, \quad (6.47)$$

где J_{np} – эквивалентный момент инерции системы, приведенный к валу двигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; n – частота вращения двигателя, $n = 720 \text{ мин}^{-1}$; $M_{n.\partial\delta}$ – пусковой момент двигателя; M_n – момент сил, возникающий при подъеме груза; $m_{cp.n}$ – масса груза с подвеской, $m_{cp.n} = 13125 \text{ кг}$; V – скорость подъема груза, $V = 0,133 \text{ м/с}$.

Эквивалентный момент инерции системы, приведенный к валу двигателя, вычисляем по формуле

$$J_{np} = \delta(J_{\partial\delta} + J_m) + m_{cp.n} \frac{R_{\delta}^2}{u^2 \eta_m}, \quad (6.48)$$

где δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма, $\delta = 1,1 \dots 1,25$; R_{δ} – радиус барабана, м; $J_{\partial\delta}$ – момент инерции двигателя, $J_{\partial\delta} = 0,374 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; J_m – момент инерции муфты с тормозным шкивом, $J_m = 0,05 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Момент инерции системы, приведенный к валу двигателя,

$$J_{np} = 1,25(0,374 + 0,05) + 13125 \cdot \frac{0,16^2}{22,5^2 \cdot 0,86} = 1,3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Среднепусковой момент двигателя определяем по формуле

$$M_{cp.n} = \frac{1}{2} k_n M_{ном}, \quad (6.49)$$

где k_n – коэффициент пускового момента, для выбранного двигателя $k_n = 3,1$; $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя, для выбранного двигателя $M_{ном} = 198,96 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Получаем

$$M_{cp.n} = \frac{1}{2} \cdot 3,1 \cdot 198,96 = 308,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Статический момент, возникающий при подъеме груза, находим по формуле

$$M_n = \frac{S_{\max} z D_{\delta}}{2u \eta_{\delta} \eta_{np}}, \quad (6.50)$$

где $S_{\max}$ – усилие натяжения в канате, $S_{\max} = 16,6$ кН; z – число ветвей каната, наматываемых на барабан, $z = 2$; D_{δ} – диаметр барабана, $D_{\delta} = 0,32$ м; u – общее передаточное число привода механизма, $u = 22,5$; η_{δ} – КПД барабана, принимаем $\eta_{\delta} = 1$; η_{np} – КПД привода, $\eta_{np} = 0,86$.

Момент сил, возникающий при подъеме груза,

$$M_n = \frac{16,6 \cdot 2 \cdot 0,32}{2 \cdot 22,5 \cdot 1 \cdot 0,86} = 274,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Фактическое время пуска при подъеме груза

$$t_n = \frac{1,3 \cdot 720}{9,55(308,4 - 274,5)} + \frac{9,55 \cdot 13125 \cdot 0,133^2}{720(308,4 - 274,5)} = 2,98 \text{ с}.$$

Фактическое время пуска находится в рекомендуемом диапазоне.

Фактическое время торможения при опускании груза определяем по формуле

$$t_m = \frac{J_{np} n}{9,55(M_m - M_m^c)} + \frac{9,55 m V^2 \eta_m}{n(M_m - M_{cm}^c)}, \quad (6.51)$$

где M_m – момент, создаваемый тормозом, Н·м; M_m^c – момент сопротивлений, возникающий при торможении,

$$M_m^c = \frac{S_{\max} z D_{\delta} \eta_{np}}{2u}. \quad (6.52)$$

Момент сопротивлений, возникающий при торможении,

$$M_m^c = \frac{16,6 \cdot 2 \cdot 0,32 \cdot 0,86}{2 \cdot 22,5} = 203 \text{ Н}.$$

Для достижения нормативных значений времени торможения необходимо отрегулировать тормоз на величину тормозного момента $M_m = 295,2$ Н·м. Тогда фактическое время торможения при опускании груза

$$t_m = \frac{1,3 \cdot 720}{9,55(295,2 - 203)} + \frac{9,55 \cdot 13125 \cdot 0,133^2 \cdot 0,86}{720(295,2 - 203)} \approx 1,7 \text{ с}.$$

Полный путь торможения крюковой подвески с грузом определяем по формуле

$$s_{кр.зр} = V_{зр} t_m. \quad (6.53)$$

Полный путь торможения крюковой подвески с грузом

$$s_{кр.н} = 0,133 \cdot 1,7 = 0,23 \text{ м.}$$

Фактическое время торможения крановой подвески без груза при подъеме находим по формуле

$$t_m = \frac{J_{np} n}{9,55(M_m - M_c)} + \frac{9,55 m_n V^2 \eta_m}{n(M_m - M_c)}, \quad (6.54)$$

где m_n – масса подвески, $m_n = 625$ кг; M_c – момент сопротивлений при торможении подвески без груза,

$$M_c = \frac{S_n z D_{\delta} \eta_{np}}{2u}; \quad (6.55)$$

S_n – сила натяжения в канате при подъеме подвески без груза, $S_n = 0,798$ кН.

Момент сопротивлений при торможении крановой подвески без груза

$$M_c = \frac{798 \cdot 2 \cdot 0,32 \cdot 0,86}{2 \cdot 22,5} = 9,76 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Время торможения крановой подвески без груза

$$t_m = \frac{0,468 \cdot 720}{9,55(295,2 - 9,76)} + \frac{9,55 \cdot 613 \cdot 0,133^2 \cdot 0,86}{720(295,2 - 9,76)} = 0,35 \text{ с.}$$

Путь торможения крановой подвески без груза

$$s_{кр.н} = 0,133 \cdot 0,35 = 0,046 \text{ м.}$$

Принимаем концевые выключатели рычажного типа с самовозвратом КУ-701 [19]. Минимальное расстояние между подвеской в верхнем

положении и элементами металлоконструкции крана не должно быть менее 200 мм [1]. На основании данных расчета тормозного пути и минимального расстояния настраиваем срабатывание концевого выключателя на расстоянии 500 мм до балок крана. С учетом тормозного пути, подвеска остановится на расстоянии 270 мм до балок.

6.1.9. Проверка двигателя на нагрев по эквивалентному вращающему моменту

Во избежание перегрева электродвигателя необходимо, чтобы развиваемая среднеквадратичная мощность не превышала номинальную мощность двигателя:

$$P_{cp} \geq P_{ном}. \quad (6.56)$$

Среднеквадратичную мощность двигателя находим по формуле

$$P_{cp} = M_{cp} \omega_d, \quad (6.57)$$

где M_{cp} – среднеквадратичный момент, преодолеваемый электродвигателем,

$$M_{cp} = \sqrt{\frac{M_{cp.пуск}^2 \sum t_{cp.пуск} + \sum M_{cp.под}^2 t_{cp.под} + \sum M_{cp.о}^2 t_{cp.о}}{\sum t}}; \quad (6.58)$$

$M_{cp.пуск}$ – средний пусковой момент двигателя, Н·м; $t_{cp.пуск}$ – общее время пуска механизма в разные периоды работы с разной нагрузкой; $M_{cp.под}$ – момент статических сопротивлений движению при заданной нагрузке, при подъеме груза заданной массы; $t_{cp.под}$ – время установившегося движения при подъеме груза; $M_{cp.о}$ – момент статических сопротивлений движению при опускании груза; $t_{cp.о}$ – время установившегося движения при опускании груза.

Определяем общее время цикла как сумму времени, затрачиваемого на его различные составляющие.

Время подъема груза с установившейся скоростью находим по формуле

$$t_{n.зп} = \frac{H}{V_{зп}} - t_p, \quad (6.59)$$

где H – высота подъема груза, $H = 8$ м; $V_{\text{зп}}$ – скорость подъема груза, $V_{\text{зп}} = 0,133$ м/с; t_p – время разгона груза, $t_p = 2,98$ с.

Время подъема груза

$$t_{n.\text{зп}} = \frac{8}{0,133} - 2,98 \approx 57 \text{ с.}$$

Время опускания груза определяем по формуле

$$t_o = \frac{H}{V_{\text{зп}}}. \quad (6.60)$$

Время опускания груза

$$t_o = \frac{8}{0,133} \approx 60 \text{ с.}$$

При отсутствии данных о действительном времени цикла на конкретном производстве время подъема $t_{n.\text{к}}$ и опускания $t_{o.\text{к}}$ крюка, загрузки и отцепа $t_{3.o}$, подъезда тележки и крана $t_{m.\text{к}}$, а также время паузы t_n принимаем равным времени опускания крюка $t_o = 60$ с.

Суммарное время цикла определяем по формуле

$$t_{\text{ц}} = t_{n.\text{зп}} + t_p + t_o + t_{n.\text{к}} + t_{o.\text{к}} + 2t_{3.o} + 2t_{m.\text{к}} + t_n. \quad (6.61)$$

Суммарное время цикла

$$t_{\text{ц}} = 58 + 2,98 + 60 + 60 + 60 + 2 \cdot 60 + 2 \cdot 60 + 60 \approx 540 \text{ с.}$$

Продолжительность включений находим по формуле

$$PV = \frac{t_{n.\text{зп}} + t_p + t_o + t_{n.\text{к}} + t_{o.\text{к}}}{t_{\text{ц}}} \cdot 100. \quad (6.62)$$

Продолжительность включений

$$PV = \frac{58 + 2,98 + 60 + 60 + 60}{540} \cdot 100 = 44,6 \text{ \%}.$$

Расчетная продолжительность включений превышает нормативную продолжительность включений выбранного двигателя более чем на 4,6 %.

Определяем среднеквадратичный момент двигателя за время работы на основе диаграммы спектра нагрузки, представленной на рис. 6.10.

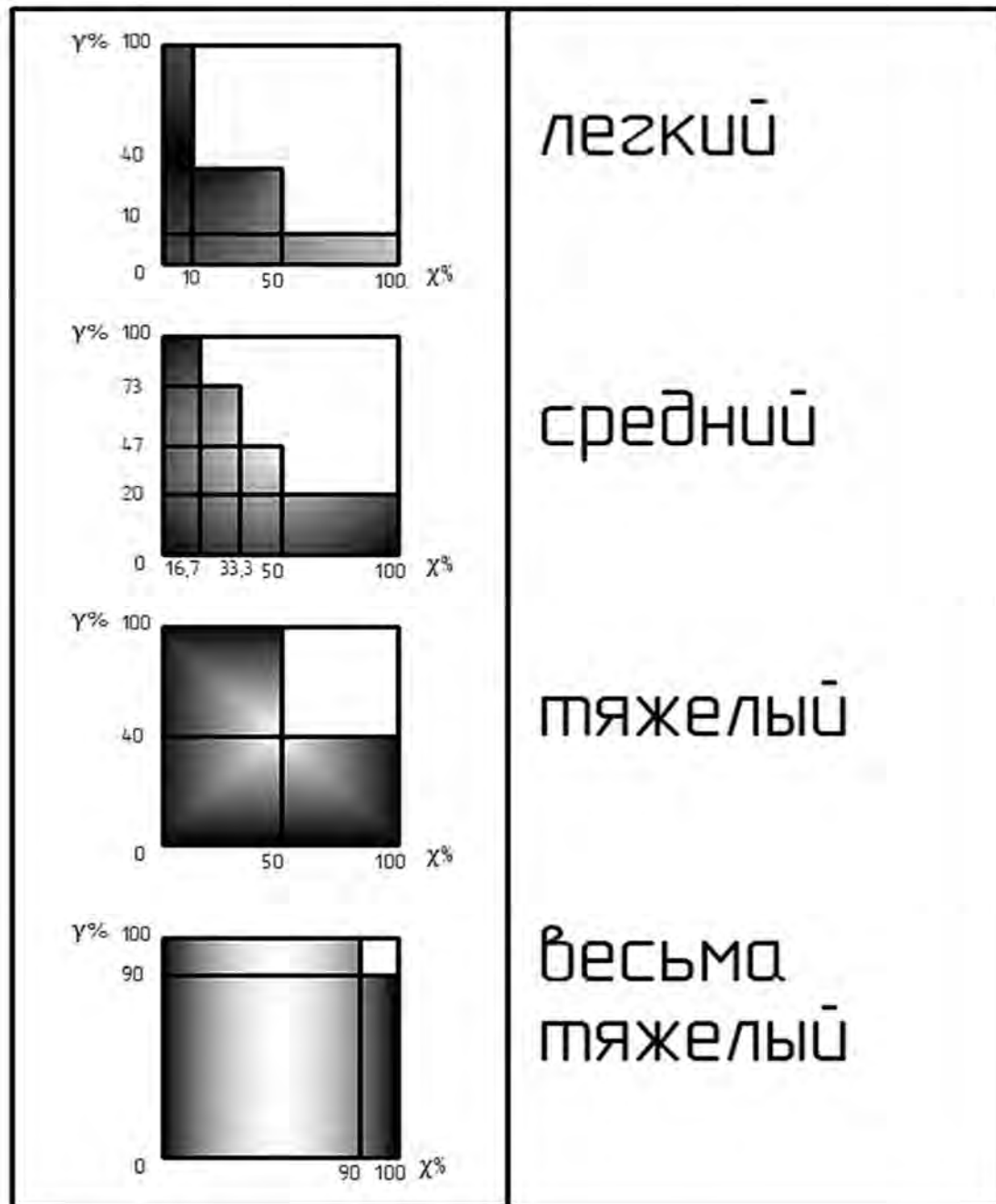


Рис. 6.10. Спектры нагрузки для различных режимов работы механизмов

В соответствии с рис. 6.10, для легкого режима работы необходимо рассчитывать механизм для массы груза, равной 10 %, в течение 50 % времени; для массы, равной 40 %, – в течение 40 % времени; для массы, равной 100 %, – также в течение 10 % времени подъема груза.

Среднеквадратичный момент находим по формуле

$$M_{cp} = \sqrt{\frac{M_{пуск}^2 t_p + M_{cp.под}^2 t_n + M_{cp.o}^2 t_o + M_{n.к} t_n + M_{o.к} t_{o.к}}{t_{\Sigma}}}, \quad (6.63)$$

где $M_{пуск}$ – пусковой момент при подъеме груза, Н·м,

$$M_{пуск} = M_n + \frac{J_{np} n_{\partial}}{9,55 t_p} + \frac{9,55 m_{cp.n} V^2}{n_{\partial} t_n \eta_m}, \quad (6.64)$$

$$M_{пуск} = 274,5 + \frac{1,3 \cdot 720}{9,55 \cdot 2,98} + \frac{9,55 \cdot 13125 \cdot 0,133^2}{720 \cdot 1,13 \cdot 0,86} = 308,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M_{cp.под}$ – средний момент при подъеме груза, Н·м,

$$M_{cp.под} = \frac{M_n + 0,8 M_n}{2}, \quad (6.65)$$

$$M_{cp.под} = \frac{274,5 + 0,8 \cdot 274,5}{2} = 247 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$M_{cp.o}$ – средний момент при опускании груза, Н·м,

$$M_{cp.o} = \frac{M_o + 0,8 M_o}{2}.$$

Момент при опускании груза определяем как сумму среднего пускового момента двигателя и момента статических сопротивлений механизма при опускании груза:

$$M_o = M_{ном} + M_c, \quad (6.66)$$

$$M_o = 198,96 + 9,76 = 208,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Средний момент при опускании груза

$$M_{cp.o} = \frac{208,7 + 0,8 \cdot 208,7}{2} = 187,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Среднеквадратичный момент при подъеме и опускании груза

$$M_{cp} = \sqrt{\frac{308,6^2 \cdot 2,98 + 247^2 \cdot 57 + 187,8^2 \cdot 60 + 9,79 \cdot 60 + 9,79 \cdot 60}{540}} = 104,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем эквивалентную мощность двигателя по формуле

$$N_{э.д} = \frac{k_3 M_{cp} n_d}{9,55} \sqrt{\frac{PV}{PV_{cm}}}, \quad (6.67)$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности в зависимости от режима работы механизма, $k_3 = 0,5$ [7]; PV_{cm} – стандартное значение продолжительности включения двигателя, $PV_{cm} = 40$.

Эквивалентная мощность двигателя

$$N_{э.д} = \frac{0,5 \cdot 104,3 \cdot 720}{9,55} \cdot \sqrt{\frac{44,6}{40}} = 8432,6 \text{ Вт}.$$

Так как рассчитанная эквивалентная мощность меньше, чем мощность выбранного двигателя, нормальная работа двигателя в выбранном режиме обеспечена.

7. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНОВОЙ ТЕЛЕЖКИ

Исходные данные

Высота подъема груза $H_{gr} = 8$ м.

Грузоподъемность $Q = 12500$ кг.

Скорость подъема груза $V_{gp} = 0,133$ м/с или $V_{gp} = 8$ м/мин.

Группа режима работы крана – А7.

Группа режима работы механизмов – М5.

Скорость движения крановой тележки $V_m = 25$ м/мин.

Количество циклов до капитального ремонта по ТЗ $C_m = 230000$.

Число рабочих циклов для группы режима работы крана А6 $n_u = 2,5 \cdot 10^6$.

Сила тяжести груза с подвеской $G_{gp.n} = 128,73$ кН (см. разд. 6).

7.1. Выбор кинематической схемы

Механизмы передвижения тележек, как правило, имеют центральный привод с тихоходным трансмиссионным валом. Предпочтительно расположение редуктора посередине между приводными ходовыми колесами (редуктор ВК). Используется также схема с боковым расположением редуктора (редуктор ВКН). В механизмах передвижения двухбалочных и однобалочных кранов применяют как центральный, так и отдельный привод. При пролетах меньше 16 м рекомендуется [14] только центральный привод. Тележка и кран при грузоподъемности до 80 т устанавливаются на четырех ходовых колесах.

7.2. Выбор ходовых колес

На стадии проектного расчета принимаем массу тележки равной 10 % от массы груза. Масса тележки $m_m = 1200$ кг.

Силу тяжести тележки вычисляем по формуле

$$G_m = \frac{m_m g}{1000}. \quad (7.1)$$

Сила тяжести тележки

$$G_m = \frac{1200 \cdot 9,81}{1000} = 11,77 \text{ кН.}$$

7.2.1. Определение нагрузок на ходовые колеса

Расчетная схема для определения нагрузок на ходовые колеса представлена на рис. 7.1.

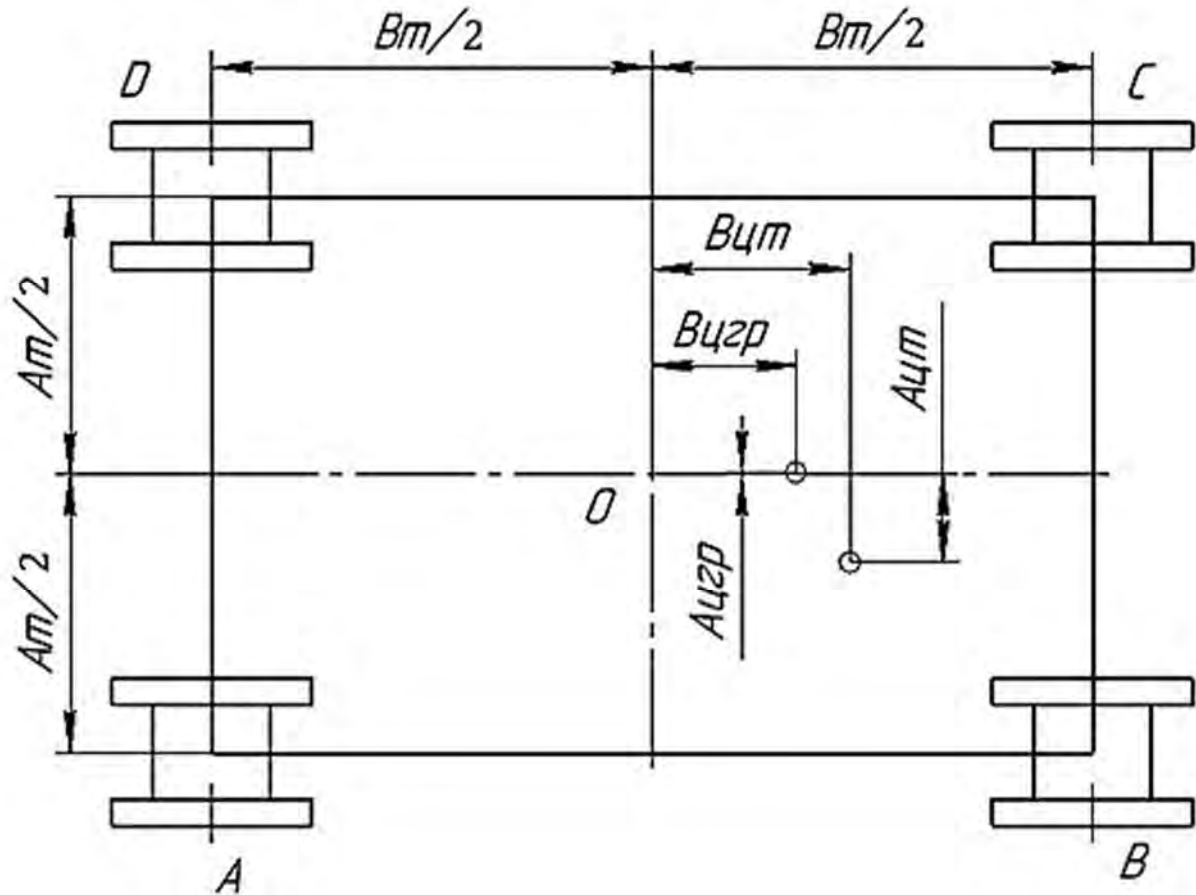


Рис. 7.1. Расчетная схема для определения нагрузок на ходовые колеса

Колея тележки $A_m = 1$ м.

База тележки $B_m = 3$ м.

Смещение центра масс тележки $B_{цм} = 0,1$ м, $A_{цм} = 0,42$ м.

Смещение центра масс груза $B_{цгр} = 0,05$ м, $A_{цгр} = 0$ м.

Нагрузки на ходовые колеса тележки определяем следующим образом:

– на колесо А как

$$N_A = \frac{G_m}{4} - \frac{G_m B_{цм}}{2B_m} - \frac{G_m A_{цм}}{2A_m} + \frac{G_{гр.н}}{4} + \frac{G_{гр.н} A_{цгр}}{2A_m} - \frac{G_{гр.н} B_{цгр}}{2B_m}, \quad (7.2)$$

$$N_A = \frac{11,77}{4} - \frac{11,77 \cdot 0,1}{2 \cdot 3} - \frac{11,77 \cdot 0,42}{2 \cdot 1} + \frac{128,73}{4} + 0 - \frac{128,73 \cdot 0,05}{2 \cdot 3} = 31,38 \text{ кН};$$

– на колесо B как

$$N_B = \frac{G_m}{4} - \frac{G_m B_{um}}{2B_m} + \frac{G_m A_{um}}{2A_m} + \frac{G_{zp.n}}{4} + \frac{G_{zp.n} A_{uzp}}{2A_m} + \frac{G_{zp.n} B_{uzp}}{2B_m}, \quad (7.3)$$

$$N_B = \frac{11,77}{4} - \frac{11,77 \cdot 0,1}{2 \cdot 3} + \frac{11,77 \cdot 0,42}{2 \cdot 1} + \frac{128,73}{4} + 0 + \frac{128,73 \cdot 0,05}{2 \cdot 3} = 36,7 \text{ кН.}$$

Вычисляем нагрузку на колесо C :

$$N_C = \frac{G_m}{4} - \frac{G_m B_{um}}{2B_m} - \frac{G_m A_{um}}{2A_m} + \frac{G_{zp.n}}{4} + \frac{G_{zp.n} A_{uzp}}{2A_m} + \frac{G_{zp.n} B_{uzp}}{2B_m}, \quad (7.4)$$

$$N_C = \frac{11,77}{4} - \frac{11,77 \cdot 0,1}{2 \cdot 3} - \frac{11,77 \cdot 0,42}{2 \cdot 1} + \frac{128,73}{4} + 0 + \frac{128,73 \cdot 0,05}{2 \cdot 3} = 31,76 \text{ кН.}$$

Определяем нагрузку на колесо D :

$$N_D = \frac{G_m}{4} - \frac{G_m B_{um}}{2B_m} + \frac{G_m A_{um}}{2A_m} + \frac{G_{zp.n}}{4} - \frac{G_{zp.n} A_{uzp}}{2A_m} - \frac{G_{zp.n} B_{uzp}}{2B_m}, \quad (7.5)$$

$$N_D = \frac{11,77}{4} - \frac{11,77 \cdot 0,1}{2 \cdot 3} + \frac{11,77 \cdot 0,42}{2} + \frac{128,73}{4} - 0 - \frac{128,73 \cdot 0,05}{2 \cdot 3} = 34,56 \text{ кН.}$$

Максимальная нагрузка на колесо $N_{\max} = 36,7$ кН.

Минимальная нагрузка на колесо $N_{\min} = 31,38$ кН.

Диаметр колеса выбираем на основании анализа применимости сталей для колес, рельсов, расчета на прочность по контактным напряжениям рельсов и колес.

Диаметр ходового колеса вычисляем по формуле

$$D_k = \frac{100 \cdot 340^2 K_r^2 K_{dm} K_n N_{\max}}{B_p [\sigma]^2}, \quad (7.6)$$

где K_r – коэффициент касательной нагрузки в месте контакта колеса с рельсом, $K_r = 1,07$; K_{dm} – коэффициент, учитывающий жесткость кранового пути; K_n – коэффициент неравномерности, $K_n = 2$; B_p – ширина рельса, принимаем $B_p = 40$ мм; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения для выбранного

материала колеса, $[\sigma] = 530$ МПа [13] для поковки из стали 40Х, с закалкой и отпуском на твердость НВ = 360.

Значение коэффициента, учитывающего жесткость подкранового пути, определяем по формуле

$$K_{\partial m} = 1 + K_j V_m, \quad (7.7)$$

где K_j – коэффициент жесткости кранового пути, $K_j = 0,6$.

Коэффициент, учитывающий жесткость подкранового пути,

$$K_{\partial m} = 1 + 0,6 \cdot 0,53 = 1,318.$$

Расчетный диаметр колеса

$$D_{\kappa} = \frac{100 \cdot 340^2 \cdot 1,07^2 \cdot 1,079 \cdot 2 \cdot 36,7}{40 \cdot 530^2} = 93,28 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр колеса тележки (ГОСТ 28648–90) [20] $D_{\kappa} = 200$ мм.

Определяем напряжения смятия при линейном контакте колеса с рельсом по формуле

$$\sigma = 340 K_p \sqrt{\frac{K_{\partial m} K_n N_{\max}}{\frac{B_p D_{\kappa}}{10}}}. \quad (7.8)$$

Напряжения смятия при линейном контакте

$$\sigma = 340 \cdot 1,07 \cdot \sqrt{\frac{1,318 \cdot 2 \cdot 36,7}{\frac{40 \cdot 200}{10}}} = 126,51 \text{ МПа.}$$

Напряжения смятия не превышают допусковых, для дальнейшего проектирования используем принятый диаметр колеса.

Выбираем рельс Р-43 (ГОСТ 7173–54) с плоской головкой.

7.3. Сопротивление передвижению тележки крана

Полное сопротивление передвижению определяем по формуле

$$W = W_{mp} + W_y + W_{ин} + W_{\epsilon}, \quad (7.9)$$

где W_{mp} – сопротивление, создаваемое силами трения, Н; W_y – сопротивление, создаваемое уклоном подтележечного пути, Н; $W_{ин}$ – сопротивление, создаваемое инерцией вращающихся и поступательно движущихся масс тележки; W_{ϵ} – сопротивление, создаваемое ветром.

Сопротивление, создаваемое силами трения, согласно схеме, приведенной на рис. 7.2, находим по формуле

$$W_{mp} = (G_m + G_{\epsilon p.n}) \frac{2\mu + f d_{\epsilon}}{D_{\kappa}} k_{\epsilon on}, \quad (7.10)$$

где d_{ϵ} – диаметр цапфы ходового колеса, $d_{\epsilon} = 50$ мм; f – приведенный коэффициент трения, $f = 0,02$; μ – коэффициент трения качения колеса по рельсу, $\mu = 0,4$; $k_{\epsilon on}$ – коэффициент дополнительных сопротивлений, $k_{\epsilon on} = 2,6$.

Получаем

$$W_{mp} = (11770 + 128730) \cdot \frac{2 \cdot 0,4 + 0,02 \cdot 50}{200} \cdot 2,6 = 3287,7 \text{ Н.}$$

Сопротивление, создаваемое при передвижении тележки без груза,

$$W_{mp.m} = 11770 \cdot \frac{2 \cdot 0,4 + 0,02 \cdot 50}{200} \cdot 2,6 = 275,42 \text{ Н.}$$

Сопротивление, создаваемое уклоном пути,

$$W_y = (G_{\epsilon p.n} + G_m) \alpha, \quad (7.11)$$

где α – расчетный уклон подкранового пути, $\alpha = 0,002$.

Сопротивление, создаваемое уклоном пути при движении тележки с грузом,

$$W_y = (128730 + 11770) 0,002 = 281 \text{ Н.}$$

Сопротивление, создаваемое уклоном пути при движении тележки без груза,

$$W_{y.m} = 11770 \cdot 0,002 = 23,54 \text{ Н.}$$

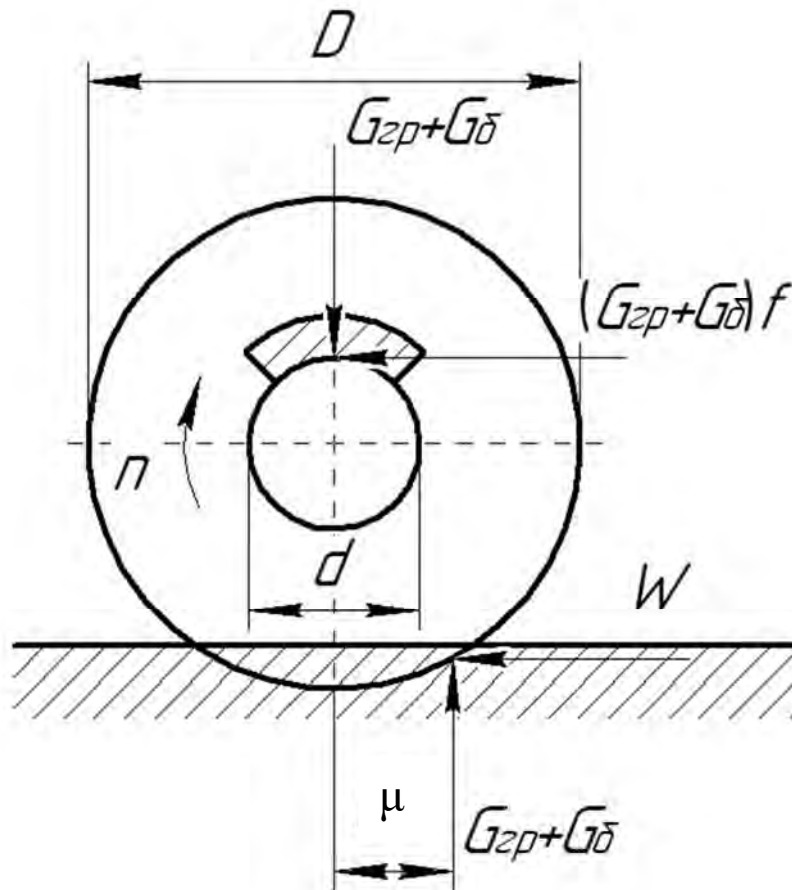


Рис. 7.2. Схема к расчету сопротивлений трения

Сопротивление, создаваемое силами инерции,

$$W_{ин} = \delta m_m a, \quad (7.12)$$

где δ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся частей механизма (при скорости передвижения меньше 1 м/с можно принимать $\delta = 1,25$; больше 1 м/с – $\delta = 1,15$), принимаем $\delta = 1,25$; m_m – масса тележки, $m_m = 1200$ кг; a – ускорение, предварительно можно принимать $a = (0,5 \dots 1,0)[a]$; $[a]$ – допускаемое ускорение, при перегрузке штучных

грузов и ручной строповке $[a]$ равно 0,2; 0,15 и 0,1 м/с², соответствует грузоподъемностям до 3,2; до 12,5 и св. 12,5 т.

Принимаем ускорение при разгоне $a = 0,075$ м/с².

В результате

$$W_{ин} = 1,25 \cdot 1200 \cdot 0,075 = 112,5 \text{ Н.}$$

Вычисляем сопротивление от ветра (ГОСТ 1451–77). Ветровую нагрузку, действующую на элемент грузоподъемного устройства или груз, находим по формуле

$$W_в = p F_n, \quad (7.13)$$

где p – распределенная ветровая нагрузка на единицу наветренной площади, Н/м²; F_n – наветренная площадь элемента или груза, м².

Распределенную ветровую нагрузку определяем по формуле

$$p = q k c n, \quad (7.14)$$

где q – динамическое давление ветра; для кранов, перегружающих штучные грузы, $q = 125$ Па; k – коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте, принимаем $k = 1,25$; c – коэффициент аэродинамической силы, зависящий от формы конструкции, определяющей ее обтекаемость, принимаем $c = 1,2$; n – коэффициент перегрузки, принимаем $n = 1,1$.

Распределенная ветровая нагрузка на тележку

$$p = 125 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 206,25 \text{ Па.}$$

Наветренную площадь тележки с грузом вычисляем по формуле

$$F_{nm} = B_m h_m, \quad (7.15)$$

где B_m – ширина короба тележки, принимаем $B_m = 3$ м; h_m – высота короба тележки, принимаем $h_m = 1,25$ м.

Схема для расчета наветренной площади тележки представлена на рис. 7.3.

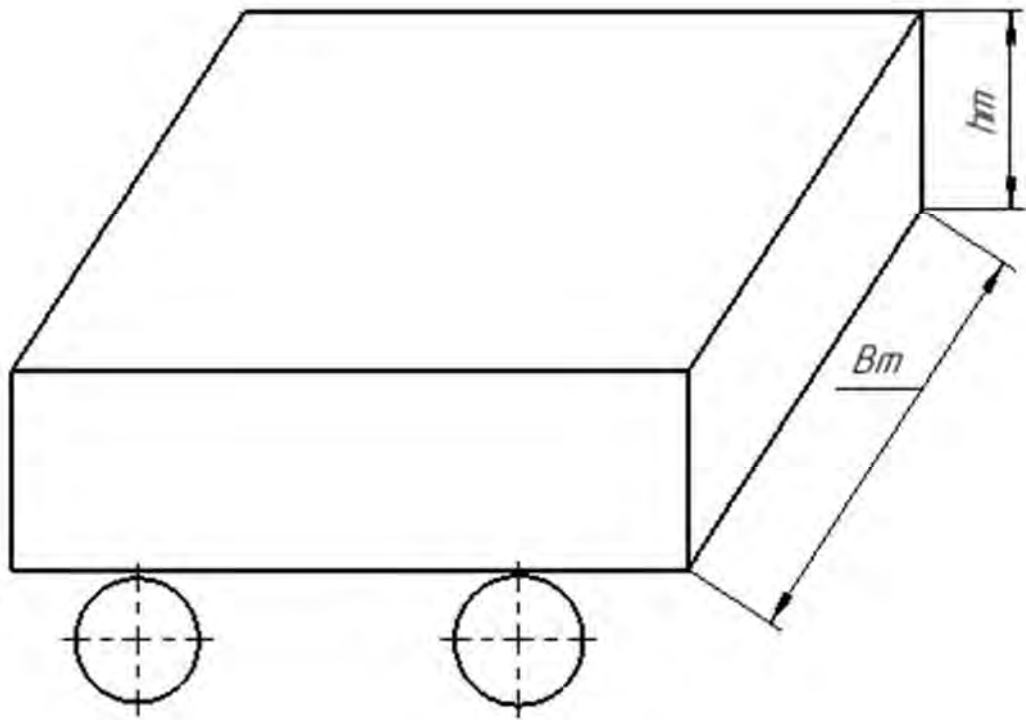


Рис. 7.3. Схема для расчета наветренной площади тележки с грузом

Площадь наветренной поверхности тележки

$$F_{нт} = 3 \cdot 1,25 = 3,75 \text{ м}^2.$$

Сопротивление ветровой нагрузке при движении тележки с грузом

$$W_g = 206,25(3,75 + 12) = 3248,44 \text{ Н.}$$

Сопротивление ветровой нагрузке при движении тележки без груза

$$W_g = 206,25 \cdot 3,75 = 773,44 \text{ Н.}$$

Полное сопротивление передвижению тележки при движении с грузом

$$W = 3287,7 + 281,06 + 112,5 + 3248,44 = 6928,7 \text{ Н.}$$

Полное сопротивление передвижению тележки при движении без груза

$$W_m = 275,42 + 23,54 + 112,5 + 773,44 = 1184,9 \text{ Н.}$$

7.4. Расчет мощности двигателя и выбор редуктора

Предварительное значение КПД механизма принимаем $\eta_{np} = 0,86$.

Определяем необходимую мощность по формуле

$$N_{\partial\partial} = \frac{WV_m}{60\eta_{np}}, \quad (7.16)$$

где V_m – скорость движения тележки крана, $V_m = 25$ м/мин.

Мощность двигателя

$$N_{\partial\partial} = \frac{6928,7 \cdot 25}{60 \cdot 0,85} = 3356,93 \text{ Вт.}$$

Выбираем двигатель типа МТН 111-6 [21], имеющий параметры:

- тип (марка) – АИР 100 L6;
- мощность N – 3,5 кВт;
- напряжение сети U – 220/380 В;
- частота вращения n – 1000 мин⁻¹;
- продолжительность включения ПВ – 40 % (А6);
- кратность максимального момента $M_{\max}/M_n$ – 2,7;
- момент инерции ротора – 0,026 кг·м²;
- масса электродвигателя – 22 кг.

Требуемую частоту вращения колеса вычисляем следующим образом:

$$n_k = \frac{V_m}{\pi D_k}, \quad (7.17)$$

$$n_k = \frac{25}{3,14 \cdot 0,2} = 39,79 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемое передаточное число редуктора определяем как

$$u_p = \frac{n_{\partial\partial}}{n_k}, \quad (7.18)$$

$$u_p = \frac{1000}{39,79} = 25,13.$$

Находим требуемый вращающий момент на выходном валу:

$$M_{mp} = W \frac{D_{\kappa}}{\eta_{np}}, \quad (7.19)$$

$$M_{mp} = 6928,7 \cdot \frac{0,2}{0,85} = 1630,38 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Зная мощность и частоту вращения быстроходного вала редуктора, передаточное отношение и режим работы, выбираем редуктор В-160 [22], имеющий параметры:

- типоразмер – В-160;
- передаточное число – 25;
- частота вращения входного вала – 1500 мин^{-1} ;
- номинальный крутящий момент – $68 \dots 2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- масса – 132 кг.

Фактическую скорость передвижения тележки определяем по формуле

$$V_{m.\phi} = \frac{\pi D_{\kappa} n_{\partial\partial}}{u_p}. \quad (7.20)$$

Фактическая скорость передвижения тележки

$$V_{m.\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 1000}{25} = 25,12.$$

Находим отклонение от заданной скорости движения тележки:

$$\Delta V_{m.\phi} = \frac{V_{m.\phi} - V_m}{V_m} \cdot 100, \quad (7.21)$$

$$\Delta V_{m.\phi} = \frac{25,12 - 25}{25} \cdot 100 = 0,48 \% .$$

Отклонение от заданной скорости не превышает 5 %, работа двигателя и редуктора в нормальном режиме обеспечена.

7.5. Выбор муфт

Подбираем муфту по расчетному моменту, который определяем по формуле

$$T_p = \frac{W D_k k_1 k_2}{2 u_p \eta_{np}}, \quad (7.22)$$

где k_1 – коэффициент запаса, $k_1 = 1,1$; k_2 – коэффициент запаса торможения, $k_2 = 1,6$.

Расчетный момент муфты

$$T_p = \frac{6928,7 \cdot 0,2 \cdot 1,1 \cdot 1,5}{2 \cdot 25 \cdot 0,85} = 53,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Принимаем зубчатую муфту 3-1-Н20 [18].

Муфта зубчатая МЗ-1-Н20.

Технические характеристики:

- крутящий момент – 710 Н·м;
- частота вращения – 6300 мин⁻¹;
- диаметр вала – 18 мм;
- диаметр муфты – 160 мм;
- длина обоймы – 55 мм;
- длина муфты – 170 мм;
- масса – 11,8 кг.

7.6. Выбор тормоза

Выбор тормоза осуществляем по расчетному тормозному моменту. Максимально допустимое замедление при торможении тележки без груза находим по формуле

$$a_{\max} = \left[\frac{z_{np}}{z_{xk}} \left(\frac{\varphi}{k_\varphi} - \frac{f d_u}{D_k} \right) + \frac{2\mu + f d_u}{D_k} - \frac{W_\epsilon}{9,81 m_{cp.m}} \right] g, \quad (7.23)$$

где z_{np} – количество приводных колес тележки, $z_{np} = 2$; z_{xk} – количество ходовых колес тележки, $z_{xk} = 4$; φ – коэффициент сцепления колес с рельсами, $\varphi = 0,15$; k_φ – коэффициент запаса сцепления, $k_\varphi = 1,1$; f – коэффициент трения

в подшипниках качения, $f = 0,02$; $d_{ц}$ – диаметр цапфы, $d_{ц} = 0,1$; μ – коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам, $\mu = 0,003$; $m_{гр.м}$ – масса груза с тележкой, $m_{гр.м} = 14325$ кг.

Максимально допустимое замедление при торможении тележки без груза

$$a_{\max} = \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,15}{1,1} - \frac{0,02 \cdot 0,1}{0,2} \right) + \frac{2 \cdot 0,003 + 0,02 \cdot 0,1}{0,2} - \frac{3248,44}{9,81 \cdot 14325} \right] 9,81 = 0,4 \text{ м/с}.$$

Время торможения определяем по формуле

$$t_m = \frac{V_{m.ф}}{60 a_{m \max}}. \quad (7.24)$$

Время торможения

$$t_m = \frac{25,12}{60 \cdot 0,4} = 1,06 \text{ с}.$$

Момент статических сопротивлений на валу механизма передвижения находим по формуле

$$M_{ст} = M_{\epsilon} - M_{тр} - M_y, \quad (7.25)$$

где M_{ϵ} – момент от ветровых нагрузок; $M_{тр}$ – момент сил трения при торможении; M_y – момент сопротивления движению от уклона пути.

Момент от ветровой нагрузки определяем по формуле

$$M_{\epsilon} = \frac{W D_k \eta_m}{2 u_p}, \quad (7.26)$$

где η_m – КПД механизма тормоза, $\eta_m = 0,9$.

Момент от ветровой нагрузки

$$M_{\epsilon} = \frac{6928,7 \cdot 0,2 \cdot 0,9}{2 \cdot 25} = 24,94.$$

Момент сил трения при торможении вычисляем по формуле

$$M_{mp} = \frac{F_{mp} D_{\kappa} \eta_m}{2u_p}, \quad (7.27)$$

где F_{mp} – сопротивление трения ходовых колес при торможении,

$$F_{mp} = (G_{zp.n} + G_m) \frac{fd_u + 2\mu}{D_{\kappa}}. \quad (7.28)$$

Сопротивление трения ходовых колес при торможении

$$F_{mp} = (128730 + 11770) \cdot \frac{0,02 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,003}{0,2} = 5621 \text{ Н.}$$

Момент сил трения при торможении

$$M_{mp} = \frac{5621 \cdot 0,2 \cdot 0,9}{2 \cdot 25} = 20,24 \text{ Н·м.}$$

Момент сопротивления движению от уклона пути определяем по формуле

$$M_y = \frac{F_y D_{\kappa} \eta_m}{2u_p}, \quad (7.29)$$

где F_y – сопротивление уклона пути при торможении.

Сопротивление уклона пути при торможении вычисляем по формуле

$$F_y = (G_{zp.n} + G_m) \alpha, \quad (7.30)$$

где α – коэффициент уклона пути, $\alpha = 0,003$.

Сопротивление уклона пути при торможении

$$F_y = (128730 + 11770) 0,003 = 421,6 \text{ Н.}$$

Момент сопротивления движению от уклона пути

$$M_y = \frac{421,6 \cdot 0,2 \cdot 0,9}{2 \cdot 25} = 1,52 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент от ветровой нагрузки определяем по формуле

$$M_{\varepsilon} = \frac{W D_{\kappa} \eta_{\mu}}{2 u_p}. \quad (7.31)$$

Момент от ветровой нагрузки

$$M_{\varepsilon} = \frac{6928,7 \cdot 0,2 \cdot 0,9}{2 \cdot 25} = 24,94 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент статических сопротивлений на валу механизма передвижения

$$M_{\text{ст.м}} = 24,94 - 20,24 - 1,52 = 3,18 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Минимальный момент статических сопротивлений при торможении равен моменту сил трения при торможении: $M_{\text{ст.мин}} = 20,24 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Необходимый динамический момент при торможении определяем по формуле

$$M_{\text{дин.т}} = \frac{(1,1 \dots 1,2) J_{\text{дв}} n_{\text{дв}}}{9,55 t_m u_p^2} + \frac{\frac{M_{\text{ст.мин}}}{g} D_{\kappa}^2 n_{\text{дв}} \eta_{\mu}}{38,2 t_m u_p^2}. \quad (7.32)$$

Динамический момент при торможении

$$M_{\text{дин.т}} = \frac{1,2 \cdot 0,026 \cdot 1000}{9,55 \cdot 1,06 \cdot 25^2} + \frac{\frac{24,94}{9,81} \cdot 0,2^2 \cdot 1000 \cdot 0,9}{38,2 \cdot 1,06 \cdot 25^2} = 14,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем тормозной момент по формуле

$$M_m = M_{\text{дин.т}} - M_{\text{ст.м}}. \quad (7.33)$$

Необходимый момент тормоза

$$M_m = 14,6 - 3,18 = 11,42 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Принимаем колодочный тормоз типа ТКТ-100.

Технические характеристики:

- диаметр тормозного шкива $D - 100 \text{ мм}$;
- тормозной момент $M_m - 40 \text{ Н}\cdot\text{м}$;
- ПВ – 40 %.

Принимаем выбранный тормоз с регулировкой тормозного момента на величину 14 Н·м.

7.7. Проверка ведущих колес на отсутствие буксования

Максимально допустимое ускорение при отсутствии буксования ведущих колес тележки при работе без груза во время пуска определяем по формуле

$$a_{\max} = \left[\frac{n_{\text{вк}}}{n_{\text{хк}}} \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{fd_y}{D_{\kappa}} \right) - \frac{2\mu + fd_y}{D_{\kappa}} - \alpha \right] g. \quad (7.34)$$

Максимально допустимое ускорение при отсутствии буксования

$$a_{\max} = \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,15}{1,1} + \frac{0,02 \cdot 0,1}{0,2} \right) - \frac{2 \cdot 0,003 + 0,02 \cdot 0,1}{0,2} - 0,003 \right] 9,81 = 0,3 \text{ м/с}^2.$$

Время пуска находим по формуле

$$t_n = \frac{V_m}{60 a_{\max}}. \quad (7.35)$$

Время пуска

$$t_n = \frac{25}{60 \cdot 0,3} = 1,4 \text{ с}.$$

Необходимый динамический момент при пуске вычисляем по формуле

$$M_{\text{дин.н}} = \frac{(1,1\dots 1,2) J_{\text{дв}} n_{\text{дв}}}{9,55 t_n u_p^2} + \frac{\frac{M_{\text{ст.мин}}}{g} D_{\kappa}^2 n_{\text{дв}} \eta_{\text{м}}}{38,2 t_n u_p^2}. \quad (7.36)$$

Необходимый динамический момент при пуске

$$M_{\text{дин.н}} = \frac{1,2 \cdot 0,026 \cdot 1000}{9,55 \cdot 1,4 \cdot 25^2} + \frac{\frac{24,24}{9,81} \cdot 0,2^2 \cdot 1000 \cdot 0,9}{38,2 \cdot 1,4 \cdot 25^2} = 11,05 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Необходимый пусковой момент электродвигателя определяем по формуле

$$M_n = M_{\text{дин.н}} + M_{\text{ст.н}}, \quad (7.37)$$

где $M_{\text{ст.н}}$ – статический момент при пуске,

$$M_{\text{ст.н}} = M_{\text{тп}} + M_y + M_{\text{в}}, \quad (7.38)$$

$$M_{\text{ст.н}} = 20,24 + 1,52 + 20,19 = 41,95 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Необходимый пусковой момент

$$M_n = 11,05 + 41,95 = 53,04 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Фактическое время пуска нагруженной тележки крана определяем следующим образом:

$$t_{\text{н.ф}} = \frac{(1,1\dots 1,2) J_{\text{дв}} n_{\text{дв}}}{9,55 (M_{\text{дв.н}} - M_{\text{ст.н}})} + \frac{9,55 (m_{\text{зп}} + m_{\text{м}}) V_{\text{м.ф}}^2}{(M_{\text{дв.н}} - M_{\text{ст.н}}) \eta_{\text{м}} n_{\text{дв}} u_p}, \quad (7.39)$$

$$t_{\text{н.ф}} = \frac{1,2 \cdot 0,026 \cdot 1000}{9,55 (56,7 - 41,95)} + \frac{9,55 (13,125 + 1,200) 25,133^2}{(56,7 - 41,95) 0,9 \cdot 1000 \cdot 25} = 0,482 \text{ с}.$$

Согласно [9], время разгона крана не должно превышать 2...6 с, что подтверждает правильность выбора количества ведущих ходовых колес.

Фактическое ускорение при пуске определяем по формуле

$$a_{n.\phi} = \frac{V_{m.\phi}}{t_{n.\phi}}. \quad (7.40)$$

Фактическое ускорение при пуске

$$a_{n.\phi} = \frac{0,42}{0,482} = 0,869 \text{ м/с}^2.$$

Фактическое ускорение при пуске не превышает допускаемое, пуск тележки без буксования колес обеспечен.

7.8. Определение времени и пути торможения

Время торможения тележки крана с грузом определяем по формуле

$$t_{m.\phi} = \frac{(1,1 \dots 1,2) J_{\partial\phi} n_{\partial\phi}}{9,55 M_{m.\phi}} + 9,55 \frac{W V_{m.\phi}^2 \eta_m}{n_{\partial\phi} M_{m.\phi}}, \quad (7.41)$$

где $M_{m.\phi}$ – развиваемый тормозом тормозной момент, принимаем $M_{m.\phi} = 15 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Фактическое время торможения

$$t_{m.\phi} = \frac{1,1 \cdot 0,026 \cdot 1000}{9,55 \cdot 15} + 9,55 \cdot \frac{6928,7 \cdot 0,42 \cdot 0,9}{1000 \cdot 15} = 0,78 \text{ с.}$$

Полученное время не превышает максимально допустимое время срабатывания тормоза, поэтому оставляем ранее принятый тормоз.

Наибольший путь торможения тележки определяем по формуле

$$s_m = V_{m.\phi} t_{m.\phi}. \quad (7.42)$$

Наибольший путь торможения

$$s_m = 0,42 \cdot 0,78 = 0,33 \text{ м.}$$

Принимаем концевые выключатели рычажного типа с самовозвратом КУ-701. Выключатель устанавливается за 200 мм до концевых упоров.

Фактическое ускорение торможения вычисляем по формуле

$$a_{m.\phi} = \frac{V_{m.\phi}}{t_{m.\phi}}. \quad (7.43)$$

Фактическое ускорение при торможении

$$a_{m.\phi} = \frac{0,42}{0,78} = 0,54 \text{ м/с}^2.$$

Фактическое ускорение при торможении не превышает допускаемое, торможение тележки без буксования колес обеспечено.

8. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНА

8.1. Анализ требований и компоновочных решений механизма передвижения крана

8.1.1. Анализ компоновочных решений механизма передвижения крана

Механизм передвижения служит для привода ходовых колес и обеспечения передвижения крана.

Краны и крановые тележки опираются на ходовые колеса. Колеса, соединенные с приводом, являются приводными (ведущими), а остальные – не приводными (холостыми).

Число ходовых колес назначают в зависимости от нагрузок на ходовые части. Если не все колеса являются приводными, то приводные колеса размещают равномерно под всеми опорами либо на диагонали опорного контура; при этом сумма нагрузок на приводные колеса равна половине общей силы тяжести независимо от положения подвижной нагрузки и от горизонтальных сил. Если число колес под опорой более одного, то их объединяют системой балансиров. Длины плеч балансиров принимают из условия одинаковой вертикальной нагрузки на все колеса [23].

Примеры основных схем расположения ходовых колес на кранах и тележках представлены на рис. 8.1: тележки мостовых кранов общего назначения и специальных, тележки козловых кранов, консольных кранов и перегружателей (см. рис. 8.1, а); козловые краны общего назначения грузоподъемностью до 12,5 т и пролетом до 25 м, мульдозавалочные краны (см. рис. 8.1, б); козловые краны общего назначения грузоподъемностью 12,5 т и пролетом 32 м и более (см. рис. 8.1, в); тележки мостовых кранов большой грузоподъемности, главные мосты ковочных кранов (см. рис. 8.1, г); козловые краны грузоподъемностью 20/5 т (см. рис. 8.1, д).

Механизмы передвижения козловых кранов общего назначения выполняют с отдельным электроприводом (рис. 8.2) от асинхронных двигателей обычно с фазным ротором. Приводными выполняются не менее 50 % ходовых колес. Ходовые колеса – двухребордные, монтируют их на подшипниках качения.

Конструктивно механизмы передвижения выполняют в виде скрепляемых с основанием стоек опор одноколесных или балансирных тележек и, реже, ходовых балок, на которые попарно опираются две стойки. Тележки

скрепляются с основанием стоек опор посредством болтового соединения, а в случае применения балансирующих тележек – шарнирного.

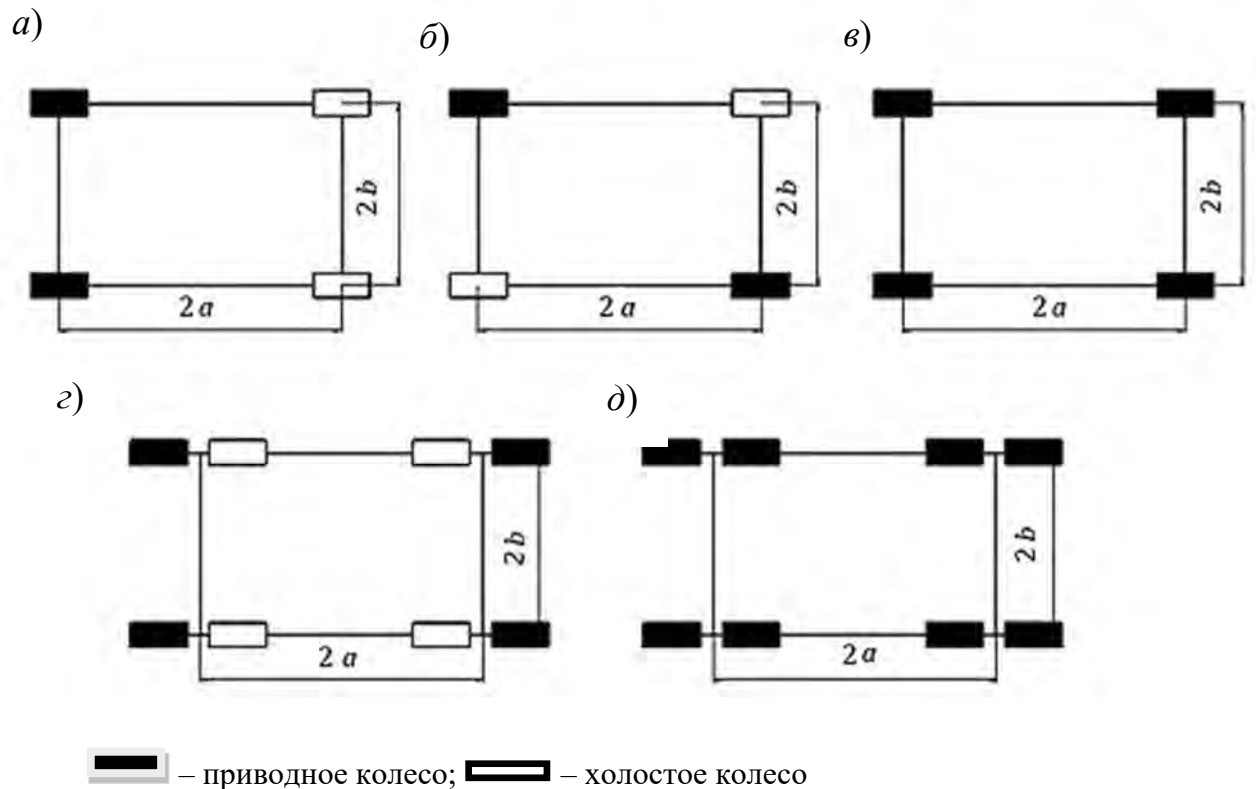


Рис. 8.1. Основные схемы расположения ходовых колес на кранах и тележках:
 $2a$ – база; $2b$ – колея опорного контура

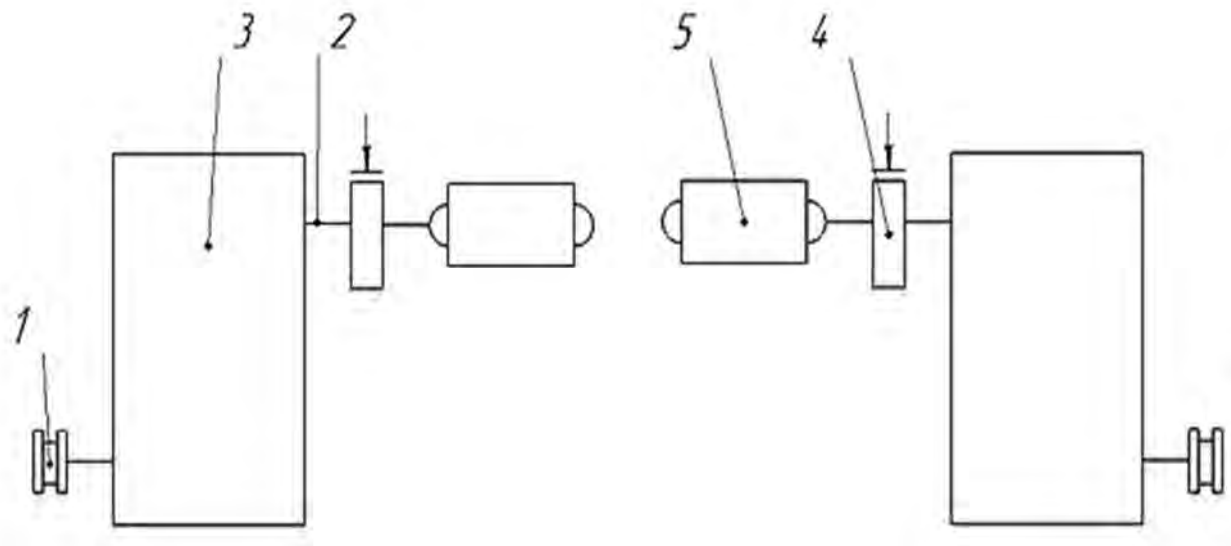


Рис. 8.2. Схема механизма передвижения кранов с отдельным приводом:
 1 – приводное колесо; 2 – вал; 3 – редуктор; 4 – муфта; 5 – двигатель

Механизмы передвижения комплектуют цилиндрическими и коническими редукторами.

Типовые кинематические схемы приводов механизмов передвижения представлены на рис. 8.3.

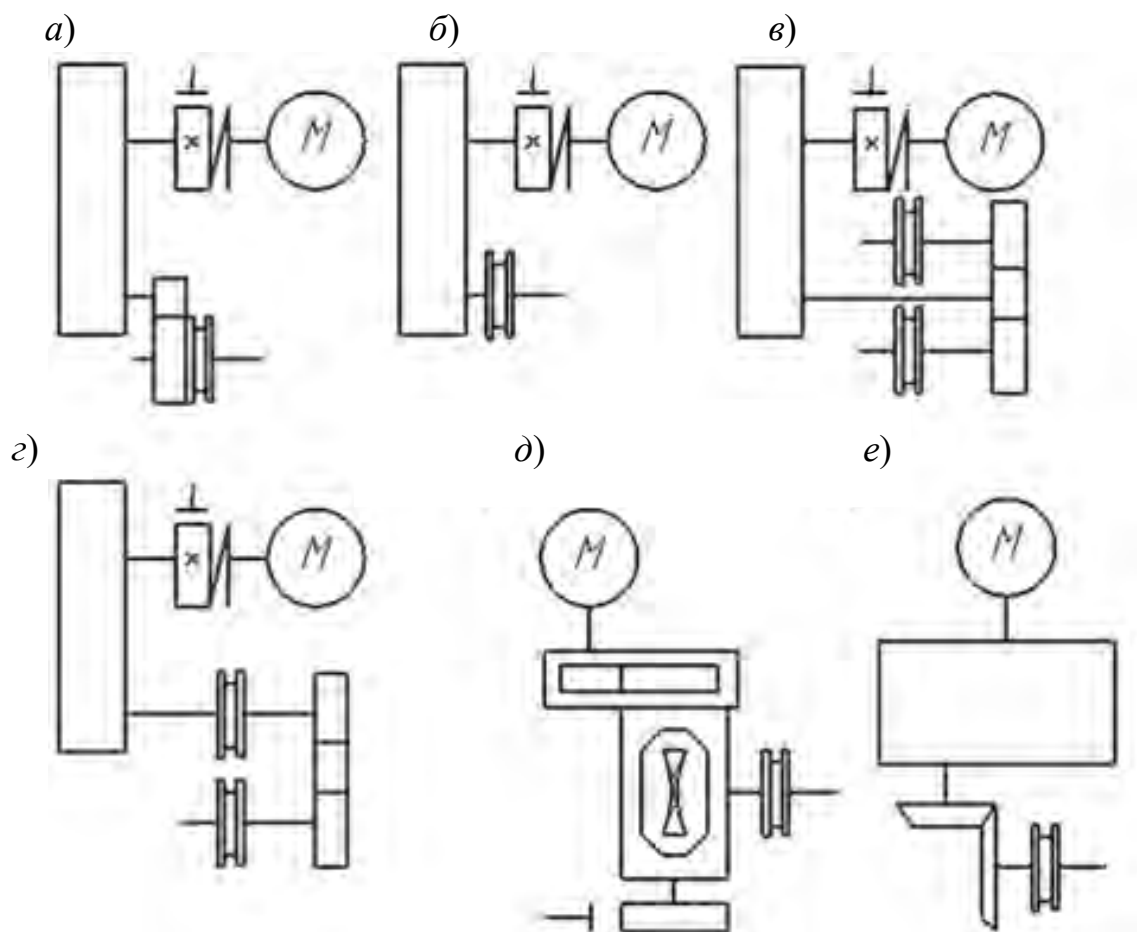


Рис. 8.3. Кинематические схемы механизмов передвижения крана

На выходном валу редуктора механизма передвижения крана (см. рис. 8.3) посажена шестерня, сцепляющаяся с зубчатым венцом ходового колеса (или с зубчатым колесом, посаженным на консольный конец вала колеса). Обычно используют цилиндрический горизонтальный редуктор, установленный на площадке рамы ходовой тележки. Такие схемы применяют в кранах с ограниченной интенсивностью эксплуатации и преимущественно при ограниченной мощности приводного двигателя – 3...5 кВт.

В двухколесных балансирных тележках избежать применения открытых передач при обоих ведущих колесах тележки практически невозможно. Здесь используют преимущественно две схемы. При установке редуктора на центральный вал (см. рис. 8.3, в и 8.4) улучшается работа открытой зубчатой передачи, т. к. вращение передается от центральной шестерни на два колеса.

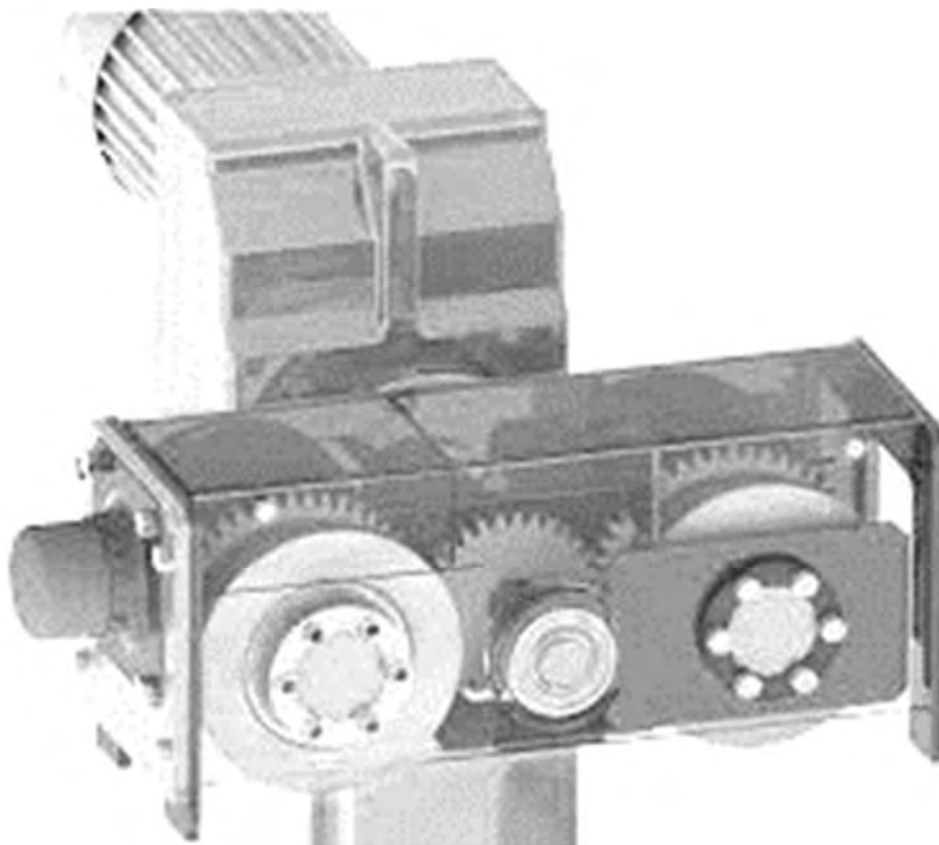


Рис. 8.4. Привод, осуществленный по схеме, приведенной на рис. 8.3, *в*

Однако в ряде случаев компоновка механизмов по этой схеме оказывается неудобной. Тогда привод ходовых колес выполняют по схеме, приведенной на рис. 8.3, *г* (рис. 8.5). Иногда такие тележки выполняют с венцовыми зубчатыми колесами, также связанными между собой паразитной шестерней. В этом случае один из венцов приводится с помощью шестерни, посаженной на консольный вал редуктора или на дополнительный промежуточный вал.

В схемах, приведенных на рис. 8.3, *а–г*, можно применять также и червячные редукторы, что часто уменьшает ширину ходовой части. Кинематическая схема одного из таких механизмов (фирмы «Вико») показана на рис. 8.3, *д*. Наиболее компактны механизмы передвижения с мотор-редуктором, выходной вал которого несет коническую шестерню, сцепляющуюся с коническим венцом ходового колеса (см. рис. 8.3, *е*). В этом случае, например, фирма «Аумунд» часто располагает мотор-редуктор наклонно перед опорной стойкой, что сводит к минимуму ширину ходовой части [2].

При применении в приводе червячного редуктора необходимо учитывать следующие недостатки:

- КПД червячного редуктора ниже, чем КПД цилиндрического. Причем КПД снижается с увеличением передаточного отношения. Это влечет за собой потери энергии – фактор, который в современном мире ни в коем случае нельзя сбрасывать со счетов;

– нагрев – следствие предыдущего недостатка. Та кинетическая энергия, которая не была передана червячной передачей, превращается в тепло. Некоторые крупногабаритные червячные редукторы поставляются с вентиляторными крыльчатками на свободном торце быстроходного вала. В других случаях приходится организовывать принудительную циркуляцию масла в корпусе редуктора;

– самоторможение. Его появление иногда вредно в тех случаях, когда выходной вал требуется провернуть без включения привода червячного редуктора;

– ресурс червячных редукторов принято считать ниже, чем цилиндрических. Это очень условное утверждение, но из-за наличия повышенного, по сравнению с другими типами редукторов, трения скольжения в зацеплении износ действительно имеет место.

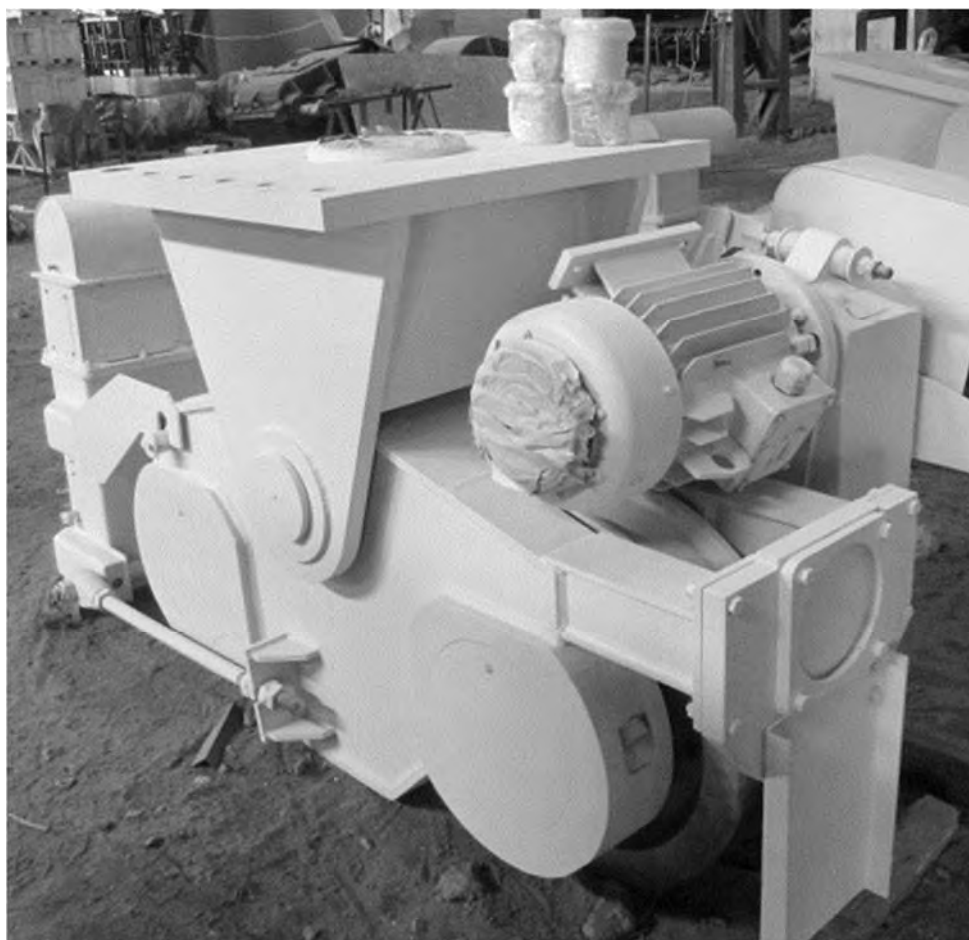


Рис. 8.5. Механизм передвижения по схеме, приведенной на рис. 8.3, г

В настоящее время широко используются механизмы передвижения крана с применением мотор-редуктора (рис. 8.6).

Применение мотор-редукторов позволяет снизить массу и габариты привода за счет компактной компоновки, отсутствия промежуточных элемен-

тов (валов и соединительных муфт) и дополнительных монтажных поверхностей для каждого элемента привода (двигателя, редуктора, тормоза).

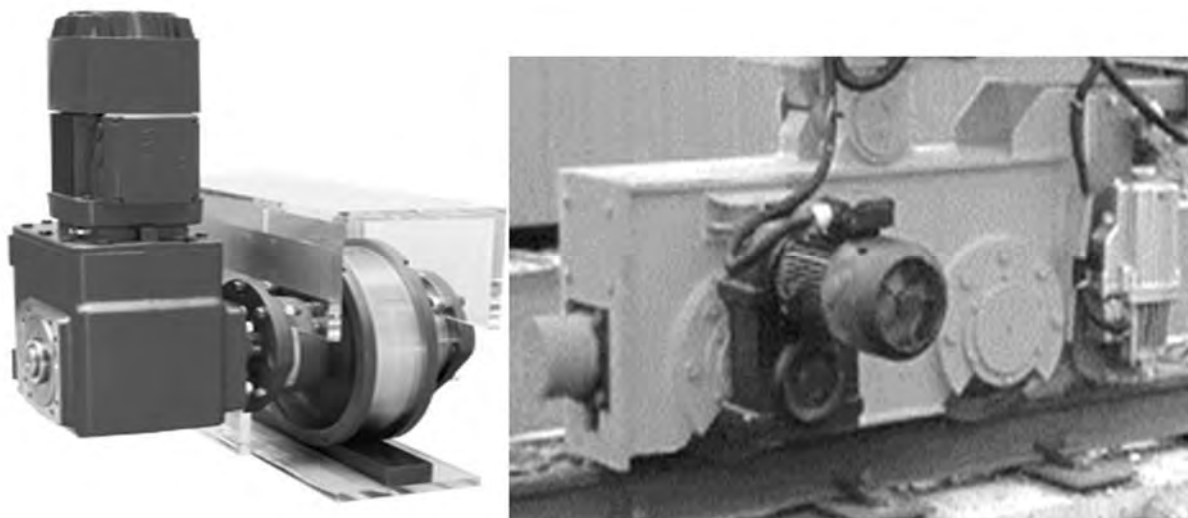


Рис. 8.6. Привод с применением мотор-редуктора

В табл. 8.1 приведены параметры механизмов передвижения козловых кранов.

Анализ параметров, представленных в карте технического уровня (см. табл. 8.1), позволяет сделать следующие выводы:

- при грузоподъемности от 10 до 32 т диаметр колес, как правило, составляет 500 мм;
- при диаметре колеса 500 мм нагрузка на колесо изменяется от 160 до 220 кН;
- мощность привода механизма передвижения, как правило, имеет прямо пропорциональную зависимость от грузоподъемности.

В анализируемом диапазоне грузоподъемности кранов отсутствует вариативность в выборе диаметров колес. В данном диапазоне грузоподъемности она не влияет на диаметр колес. На мощность приводных двигателей оказывает влияние комплексный показатель, состоящий из грузоподъемности, длины пролета и скорости передвижения крана.

На основании представленной информации можно сделать вывод, что наиболее рациональным для применения в качестве механизма передвижения крана является мотор-редуктор, что позволяет снизить массу, габариты привода, а также исключает необходимость выполнения установочных площадок для каждого элемента привода (электродвигатель, редуктор, тормоз).

Табл. 8.1. Параметры механизма передвижения козловых кранов

Производитель	Проектируемый кран	ООО «149 механический завод»	ЗАО «КрУЗМ»	ЗАО Концерн «ТРАНСМАШ»	Бываловский машиностроительный завод	ЗАО НПО «Механик»	ООО «СДМ-Запчасть-Авто»	RIALEX CRANE SYSTEMS	RIALEX CRANE SYSTEMS	Бурейский механический завод	Производственно-коммерческое предприятие	ООО «Узловский завод «Кран»
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Обозначение крана		КК 12,5-25-9	КК-12,5-5К	КК-12,5	КК-12,5	ККС-12,5	КК-12,5	ККС-10	КК-25	КК-5-9	КК-32/8-32	КК-12,5-32
Грузоподъемность, т	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	10	25	5	32/8	12,5
Высота подъема груза, м	9	9	8,5	10			9	10	10	9	14/14	10
Пролет, м	25,1	25	20	20	16, 18, 20, 25, 32, 36		14,32	32	25	9	32	32
Вылет консоли, м	8; 5,1	6,3	8,5	7,5	6,3		6,3/8	7,5/8,5	4,7/4,5	6,8	8,3/14,3	8/8
База крана, м	6,5	11,5	15	14	10,6		15	14	12,4	7,8	12,27	
Масса крана, т	37	65	50	47	До 45			39		34,6	166	42
Скорость передвижения крана, м/с	1,33	1,6	0,73	0,6	0,66			0,6	0,8			0,63
Количество опор, шт.	4		4		4			4	4	4	4	4
Количество колес, шт.	8		8					4	8	4		4
Тип подкранового рельса	КР70		Р43	Р50				Р75			Р65	

Окончание табл. 8.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Нагрузка на колесо тах, кН (кПа)	71	(175)		250	До 250				132		160	220
Суммарная мощность двигателей (всех), кВт (МПК – передвижение крана)	65	47			МПК 22	МПК 2 × 7,5	МПК 2 × 7,5	МПК 8 × 5,5	МПК 7,5	МПК 8 × 7,5	МПК 4 × 7,5	МПК 4 × 7,5
Материал колеса				Сталь 75								
Ширина колеса, мм				200	200							
Диаметр колеса (дорожки катания), мм				500	500	550	500	590 (460)			500	500
Редуктор					РЦД 350	РЦДЗ 50	РЦД 350-25-4	ФР 1819-02 РТ				Ц2У

8.2. Расчет параметров механизма передвижения козлового крана

Определение параметров механизма передвижения крана производим по методике [14].

Исходные данные

Сила тяжести $G_k = 362,97$ кН.

Сила тяжести тележки с кабиной $G_m = 29,43$ кН.

Сила тяжести груза с подвеской $G_{гп.н} = 134,88$ кН.

Высота подъема груза $H = 9$ м.

Длина главной балки с консолями $l_k = 38,1$ м.

Длина консолей $l_{kn1}/l_{kn2} = 5,1/8$ м.

Скорость передвижения крана $V_k = 1,34$ м/с.

8.2.1. Определение диаметра колеса

Диаметр колеса выбираем на основе расчета нагрузок от массы крана и массы груза. Расчет производим на основании расчетной схемы, приведенной на рис. 8.7.

На расчетной схеме представлены:

- база крана $A_k = 6,5$ м;
- длина крана $L_k = 38,1$ м;
- длина главной балки $L_{bk} = 25,1$ м;
- половина колеи крановой тележки $A_m/2 = 0,933$ м;
- половина базы крановой тележки $B_m/2 = 0,6$ м;
- геометрический центр тележки O ;
- длина консоли над гибкой опорой $l_{b3} = 5$ м;
- расстояние от оси крана до центра тележки, находящейся на консоли или на опоре, B_{m2} . Для самого тяжелого случая определяем следующим образом:

$$B_{m2} = \frac{L_{bk}}{2} + l_{b3} - \frac{B_m}{2}, \quad (8.1)$$

$$B_{m2} = \frac{25,1}{2} + 5 - \frac{1,2}{2} = 16,95 \text{ м};$$

- смещение центра масс тележки от геометрического центра тележки по оси абсцисс $B_{m1} = 0,1$ м;

- смещение центра масс тележки от геометрического центра тележки по оси ординат $A_{m1} = -0,42$ м;
- смещение центра масс груза относительно оси ординат $A_{zp1} = 0$ м;
- смещение центра масс груза относительно оси абсцисс тележки $B_{zp1} = 0,05$ м;
- обозначение колес крана (A, B, C, D).

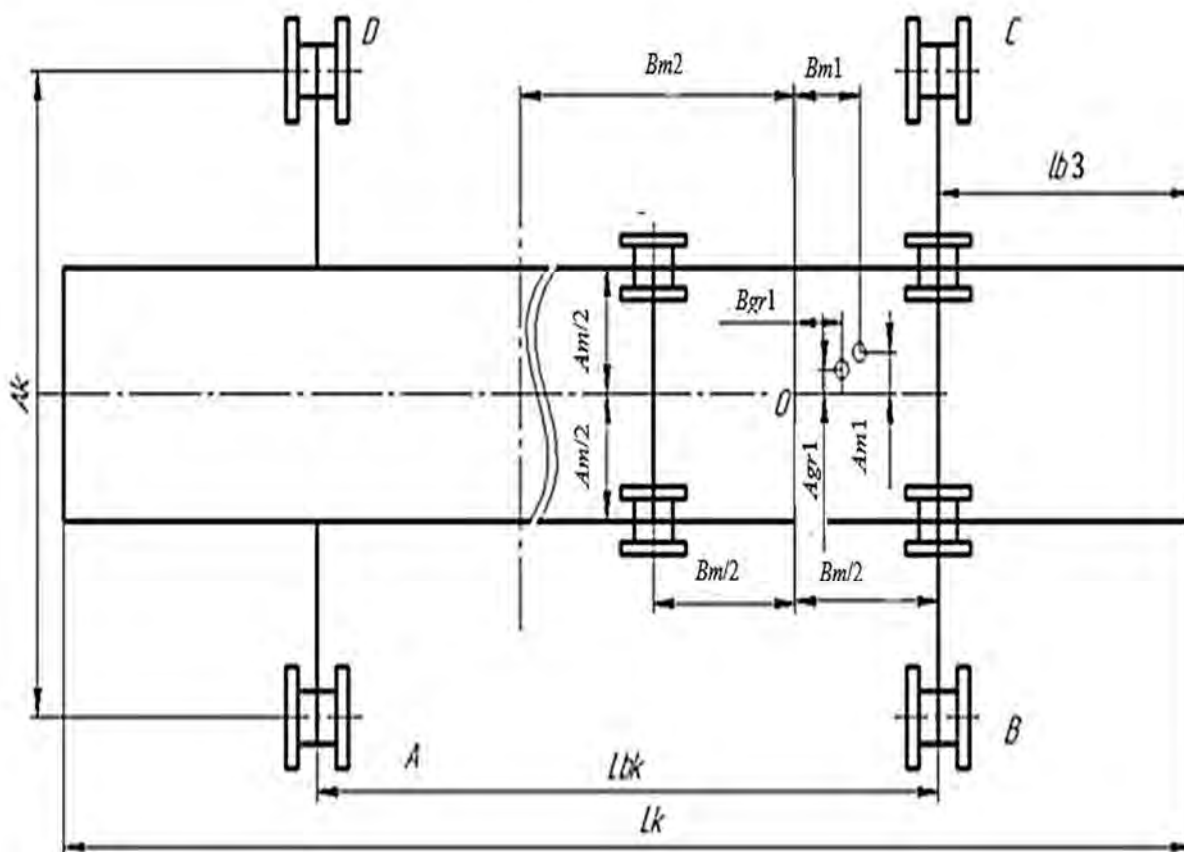


Рис. 8.7. Расчетная схема для определения диаметра колес механизма передвижения крана

Нагрузки на ходовые колеса крана определяем в соответствии с уравнениями

$$N_A = \frac{G_k}{4} + \frac{G_m}{4} \left(1 - \frac{B_{m2} + B_{m1}}{l_{bk}} + \frac{A_{m1}}{A_m} \right) + \frac{G_{zp.n}}{4} \left(1 - \frac{B_{m2} + B_{zp1}}{l_{bk}} - \frac{A_{zp1}}{A_m} \right); \quad (8.2)$$

$$N_B = \frac{G_k}{4} + \frac{G_m}{4} \left(1 + \frac{B_{m2} + B_{m1}}{l_{bk}} + \frac{A_{m1}}{A_m} \right) + \frac{G_{zp.n}}{4} \left(1 + \frac{B_{m2} + B_{zp1}}{l_{bk}} - \frac{A_{zp1}}{A_m} \right); \quad (8.3)$$

$$N_C = \frac{G_k}{4} + \frac{G_m}{4} \left(1 + \frac{B_{m2} + B_{m1}}{l_{bk}} + \frac{A_{m1}}{A_m} \right) + \frac{G_{zp.n}}{4} \left(1 + \frac{B_{m2} + B_{zp1}}{l_{bk}} + \frac{A_{zp1}}{A_m} \right); \quad (8.4)$$

$$N_D = \frac{G_k}{4} + \frac{G_m}{4} \left(1 - \frac{B_{m2} + B_{m1}}{l_{bk}} - \frac{A_{m1}}{A_m} \right) + \frac{G_{zp.n}}{4} \left(1 - \frac{B_{m2} + B_{zp1}}{l_{bk}} - \frac{A_{zp}}{A_m} \right), \quad (8.5)$$

где G_k – сила тяжести крана без учета силы тяжести тележки и кабины, $G_k = 362,97$ кН; G_m – вес тележки с кабиной, $G_m = 29,43$ кН; $G_{zp.n}$ – вес груза с подвеской, $G_{zp.n} = 134,887$ кН.

Тогда нагрузка на ходовое колесо А

$$N_A = \frac{362,97}{4} + \frac{29,43}{4} \left(1 - \frac{16,95 + 0,1}{25,1} + \frac{-0,42}{1,866} \right) + \\ + \frac{134,88}{4} \left(1 - \frac{16,95 + 0,05}{25,1} \right) = 102,329 \text{ кН.}$$

Нагрузка на ходовое колесо В

$$N_B = \frac{362,97}{4} + \frac{29,43}{4} \left(1 + \frac{16,95 + 0,1}{25,1} + \frac{-0,4}{1,866} \right) + \\ + \frac{134,88}{4} \left(1 + \frac{16,95 + 0,05}{25,1} \right) = 161,315 \text{ кН.}$$

Нагрузка на ходовое колесо С

$$N_C = \frac{362,97}{4} + \frac{29,43}{4} \left(1 + \frac{16,95 + 0,1}{25,1} + \frac{-0,42}{1,866} \right) + \\ + \frac{134,88}{4} \left(1 + \frac{16,95 + 0,05}{25,1} \right) = 138,003 \text{ кН.}$$

Нагрузка на ходовое колесо D

$$N_D = \frac{362,97}{4} + \frac{29,43}{4} \left(1 - \frac{16,95 + 0,1}{25,1} - \frac{-0,42}{1,866} \right) + \\ + \frac{134,88}{4} \left(1 - \frac{16,95 + 0,05}{25,1} \right) = 105,641 \text{ кН.}$$

Суммарную нагрузку на ходовые колеса крана определяем по формуле

$$N_{\Sigma} = \sum (N_A; N_B; N_C; N_D). \quad (8.6)$$

Суммарная нагрузка на колеса крана

$$N_{\Sigma} = 102,329 + 161,315 + 158,003 + 105,641 = 527,288 \text{ кН.}$$

Правильность вычисленных значений можно сравнить с суммарной силой тяжести крана, которую находим по формуле

$$G_{k\Sigma} = G_k + G_{cp.n} + G_m. \quad (8.7)$$

Суммарная сила тяжести металлоконструкции крана, грузовой тележки, груза с грузовой подвеской

$$G_{k\Sigma} = 362,97 + 134,88 + 29,43 = 527,288 \text{ кН.}$$

Максимальную нагрузку на ходовое колесо определяем по формуле

$$N_{\max t} = \frac{\max(N_A; N_B; N_C; N_D)}{n_k}, \quad (8.8)$$

где n_k – количество опорных ходовых колес в ходовой тележке, $n_k = 2$.

Максимальная нагрузка на ходовое колесо

$$N_{\max t} = \frac{\max(102,329; 161,315; 158,003; 105,641)}{2} = 80,658 \text{ кН.}$$

Минимальную нагрузку на ходовое колесо находим по формуле

$$N_{\min t} = \frac{\min(N_A; N_B; N_C; N_D)}{n_k}. \quad (8.9)$$

Минимальная нагрузка на ходовое колесо

$$N_{\min t} = \frac{\min(102,329; 161,315; 158,003; 105,641)}{2} = 51,195 \text{ кН.}$$

Расчет ходовых колес заключается в проверке выбранных размеров (диаметра и ширины) поверхности дорожки катания обода колеса по напряжению смятия в месте его контакта с рельсом от максимальной статической нагрузки на ходовое колесо [14].

С учетом объемного напряженного состояния, напряжение в контакте не должно превышать допустимого напряжения, устанавливаемого в соответствии с механическими свойствами материала и заданным сроком службы колеса.

Допускаемые напряжения смятия по отношению к пределу текучести снижаются на величину коэффициента, учитывающего концентрацию напряжений в месте контакта.

Величины контактных напряжений, возникающих при взаимодействии колеса с рельсом, не соответствуют напряжениям смятия, определяются с учетом допускаемых напряжений и приведенного числа оборотов, которое зависит от скорости передвижения тележки и заданного срока службы.

В [14] рекомендуется для стали 45 использовать значение допускаемых напряжений при нормализации до твердости 200 НВ, равное 610 МПа, что соответствует временному сопротивлению разрыву данного материала $[\sigma_s] = 610 \text{ МПа}$ [11].

В соответствии с [14], для определения контактных напряжений за весь срок службы необходимо учитывать статическую нагрузку на колесо, ширину поверхности катания, диаметр колеса, срок службы колеса.

С увеличением срока службы крана допускаемые напряжения снижаются.

Предварительный диаметр колеса определяем на основании табл. 8.2 [14].

В соответствии с полученным значением максимальной нагрузки на колесо, начальный диаметр (в метрах)

$$D_k = \frac{D_k}{100} = 0,32 \text{ м.}$$

Начальный диаметр колеса принимаем $D_k = 320$ мм.

Табл. 8.2. Данные для предварительного выбора размеров колеса и типа рельса

$N_{\max}$, кН	Диаметр колеса D_k , см	Тип рельса с выпуклой головкой	Ширина плоского рельса b_o , см
От 30 до 50	20; 25	—	4; 4,5; 5
Св. 50 до 200	32; 40; 50	P50; KP70	5; 5,5; 6; 6,5; 7
Св. 200 до 300	50; 56; 63; 71	P50; KP70; KP80; KP100	6; 6,5; 7; 7,5; 8
Св. 320 до 500	63; 71; 80	KP80; KP100	—
Св. 500 до 1000	80; 90; 100	KP100; KP129; KP140	—

В табл. 8.3 приведены параметры колес кранов-аналогов.

Табл. 8.3. Параметры колес козловых кранов-аналогов

Производитель	Грузоподъемность, т	Диаметр колеса, мм	Ширина цилиндра катания колеса, мм
Бываловский машиностроительный завод	12,2	500	200
ЗАО НПО «Механик»	12,5	500	200
ООО «СДМ-Запчасть-Авто»	12,6...20	550	
RIALEX CRANE SYSTEMS	10	500	
RIALEX CRANE SYSTEMS	25	590	
ООО «Узловский завод «Кран»		500	
	100-31	700	120
<i>Колесные блоки</i>			
БТ Кран (КВТ 160)		160	64
БТ Кран (КВТ 200)		200	74
		200	100
БТ Кран (КВТ 260)		200	74
		200	100
БТ Кран (КВТ 320)		320	100

В качестве подкранового рельса будем использовать рельс KP70 (ГОСТ 4121). Радиус скругления головки данного рельса $r = 400$ мм.

8.2.2. Определение напряжений смятия по методике Александра

Напряжения смятия, возникающие при точечном контакте колеса и рельса со скругленной головкой, определяем [14] по формуле

$$\sigma_{см} = 7500 K_g K_r \sqrt[3]{\frac{K_{\partial} N_{\max t}}{\left(\frac{D_{\kappa}}{10}\right)^2}}, \quad (8.10)$$

где K_g – геометрический коэффициент, зависящий от отношения радиуса закругления головки рельса к диаметру колеса.

Геометрический коэффициент K_g , в зависимости от соотношения r/D_{κ} , представлен в табл. 8.4.

Табл. 8.4. Значения геометрического коэффициента K_g

r/D_{κ}	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
K_g	0,176	0,157	0,137	0,127	0,119	0,113	0,108	0,105

В данном случае

$$\frac{r}{D_{\kappa}} = \frac{400}{320} = 1,25.$$

Тогда геометрический коэффициент $K_g = 0,108$ (см. табл. 8.4).

Коэффициент касательной нагрузки в месте контакта K_r зависит от условий работы для открытых площадок для любых скоростей движения. Принимаем $K_r = 1,1$.

Коэффициент динамичности определяем по формуле

$$K_{\partial} = 1 + K_{\text{жс}} V_{\kappa}, \quad (8.11)$$

где V_{κ} – скорость движения крана, $V_{\kappa} = 1,33$ м/с; $K_{\text{жс}}$ – коэффициент, зависящий от типа (жесткости) кранового пути, определяем исходя из данных от заказчика (при отсутствии такой информации следует принимать самый неблагоприятный случай – рельс на шпалах, для которых $K_{\text{жс}} = 0,1$).

Тогда коэффициент динамичности

$$K_d = 1 + 0,1 \cdot 1,33 = 1,133.$$

Напряжения смятия при точечном контакте колеса с рельсом

$$\sigma_{см} = 7500 \cdot 0,108 \cdot 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,133 \cdot 80,658}{\left(\frac{320}{10}\right)^2}} = 387,312 \text{ МПа.}$$

8.2.3. Определение напряжений смятия колеса по методике Гохберга

Напряжения смятия определяем [24] по формуле

$$\sigma_{см} = \alpha_2 \cdot \sqrt[3]{K_m \frac{1000 N_{maxt}}{10 \left(\frac{D_k}{10} + \frac{R_p}{10} \right)^2}}, \quad (8.12)$$

где $\alpha_2 = 400$ при стальном рельсе; R_p – радиус закругления головки рельса, $R_p = 400$ мм; K_m – коэффициент толчков, для кранов с балансирными тележками

$$K_m = 1 + 0,5(K_m - 1); \quad (8.13)$$

K_m – коэффициент толчков для мостовых кранов общего назначения [23], для скорости передвижения крана свыше 1 м/с и стыков рельсов на болтовых накладках $K_m = 1,2$.

Коэффициент толчков

$$K_m = 1 + 0,5(1,2 - 1) = 1,1.$$

Напряжения смятия колеса

$$\sigma_{см} = 400 \cdot \sqrt[3]{1,1 \cdot \frac{1000 \cdot 80,658}{10 \left(\frac{320}{10} + \frac{400}{10} \right)^2}} = 487,466 \text{ МПа.}$$

Напряжения смятия рельса при точечном контакте рельса с колесом определяем по формуле

$$\sigma_s = \sigma_\sigma \cdot \sqrt[9]{\frac{10^4}{n_{ок}}}, \quad (8.14)$$

где σ_σ – временное сопротивление разрыву для кранового рельса КР70 (ГОСТ 4121). Материал рельса – сталь 63, тогда $\sigma_\sigma = 730$ МПа; $n_{ок}$ – приведенное число оборотов колеса,

$$n_{ок} = 3,6 K_{np} \frac{V_\kappa}{\pi D_\kappa} t_{mk}; \quad (8.15)$$

t_{mk} – машинное время работы колеса, $t_{mk} = 12500$ ч [1]; K_{np} – коэффициент приведенного числа оборотов в зависимости от рассчитанного отношения N_{mint}/N_{maxt} [14].

При значении отношения

$$N_{mint} / N_{maxt} = 51,195 / 70,753 = 0,724$$

значение коэффициента $K_{np} = 0,64$.

Приведенное число оборотов колеса

$$n_{ок} = 3,6 \cdot 0,64 \cdot \frac{1,33}{3,14 \cdot 0,32} \cdot 12500 = 37525,378 \text{ ч.}$$

Напряжения смятия рельса

$$\sigma_s = 730 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^4}{37525,378}} = 630,244 \text{ МПа.}$$

8.2.4. Расчет ветровых нагрузок

Расчет сил сопротивления передвижению крана предполагает учет сил трения, сил сопротивления при передвижении под уклон, сил инерции, сил, зависящих от ветровых нагрузок.

Для учета влияния ветровых нагрузок на силы сопротивления передвижению крана выполняем расчет ветровых нагрузок для рабочего и нерабочего состояния (ГОСТ 1451).

Ветровые нагрузки определяем на основании расчетной схемы, изображенной на рис. 8.8.

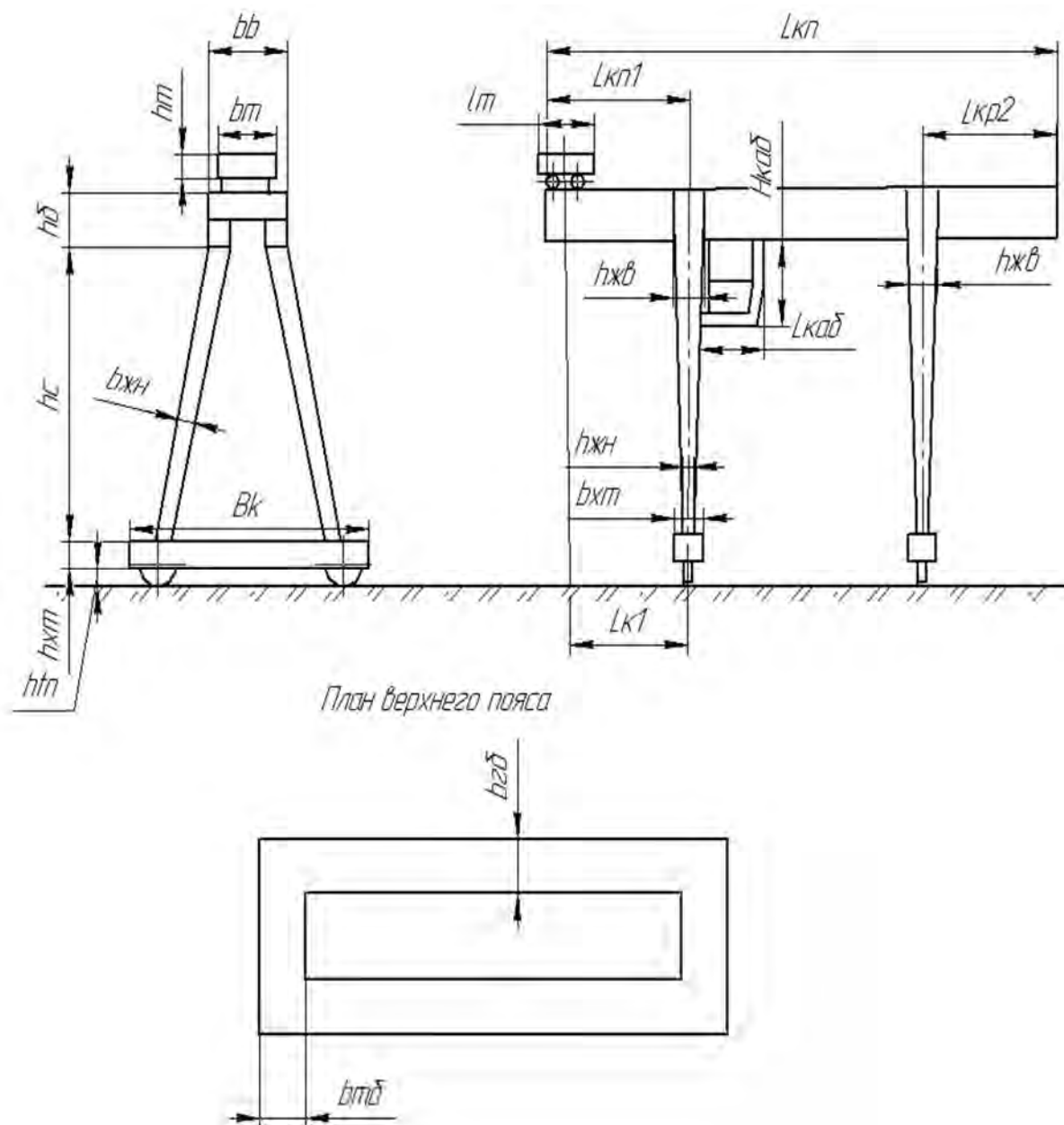


Рис. 8.8. Расчетная схема для определения ветровых нагрузок

На рис. 8.8 использованы следующие обозначения:

- ширина верхнего пояса $b_b = 2,8$ м;
- высота тележки при измерении от головки тележечного рельса $h_m = 0,64$ м;
- ширина тележки $b_m = 2$ м;

- высота главной балки $h_{\bar{o}} = 1,4$ м;
 - расстояние от опоры до нижней части главной балки (высота опоры) $h_c = 9$ м;
 - толщина верхней части гибкой и жесткой стоек в проекции вдоль направления движения крана $h_{жс\bar{o}} = 0,9$ м;
 - толщина нижней части гибкой и жесткой стоек в проекциях поперек и вдоль направления движения крана $h_{жн} = 0,3$ м;
 - высота стяжки $h_{xm} = 0,4$ м;
 - длина стяжки $B_k = 8$ м;
 - половина длины стяжки $a = 4$ м;
 - высота от головки кранового рельса до опорной части крана $h_{mn} = 0,25$ м;
 - длина тележки $l_m = 1,2$ м;
 - вылет левой консоли $l_{кн1} = 8$ м;
 - длина главной балки с консолями $l_{кн} = 38,1$ м;
 - вылет правой консоли $l_{кн3} = 5$ м;
 - высота кабины $H_{каб} = 2,2$ м;
 - длина кабины $L_{каб} = 2,1$ м;
 - ширина кабины в проекции вдоль направления движения крана $b_k = 1,6$ м;
 - ширина жесткой и гибкой опор в верхней части в проекции вдоль направления движения крана $h_{жс\bar{o}} = 0,9$ м;
 - ширина жесткой и гибкой опор в нижней части в проекции вдоль направления движения крана $h_{жн} = 0,3$ м;
 - ширина стяжки в проекции вдоль направления движения крана $b_{xm} = 0,3$ м;
 - ширина мостовой балки $b_{\bar{o}} = 0,5$ м;
 - ширина торцевой балки $b_{m\bar{o}} = 0,4$ м;
 - расстояние между балками моста $b_{bm} = 1,8$ м.
- Значение ветровой нагрузки на элемент металлоконструкции крана находим по формуле

$$F_{bl} = A_{bl} q k_b c_{xb1} \frac{n}{1000}, \quad (8.16)$$

если коэффициент, учитывающий аэродинамическое затенение конструкции впереди стоящей конструкцией, $\eta < 0,3$, и по формуле

$$F_{bl} = 2A_b q k_b c_{xb1} \frac{n}{1000}, \quad (8.17)$$

если $\eta > 0,3$,

где A_b – площадь элемента крана, м^2 .

По ГОСТ 1451, табл. 8, и с учетом чертежа 3, представленного на рис. 8.8, определяем η .

Для элемента прямоугольного сечения, например главной балки, площадь вычисляем по формуле

$$A_b = l_{kn} h_{\bar{o}}. \quad (8.18)$$

Площадь главной балки

$$A_b = 38,1 \cdot 1,4 = 53,34 \text{ м}^2.$$

Площадь главной балки в поперечном направлении определяем по формуле

$$A_{bpn} = h_{\bar{o}} b_b. \quad (8.19)$$

Площадь главной балки в поперечном направлении

$$A_{bpn} = 1,4 \cdot 2,8 = 3,92 \text{ м}^2.$$

Для элемента типа трапеции, расположенного под углом к вертикальной плоскости, например жесткой опоры, площадь находим по формуле

$$A_c = \sqrt{h_c^2 + \left(a - \frac{b_b}{2}\right)^2} \frac{h_{жн} + h_{жв}}{2}. \quad (8.20)$$

Площадь жесткой опоры

$$A_c = \sqrt{9^2 + \left(4 - \frac{2,8}{2}\right)^2} \cdot \frac{0,3 + 0,9}{2} = 5,621 \text{ м}^2.$$

Динамическое давление для рабочего состояния q определяем по ГОСТ 1451, табл. 3. Для строительных, монтажных кранов, полигонов железобетонных изделий, штучных грузов, стреловых самоходных кранов общего назначения динамическое давление $q = 125$ Па; для расчета ветровой нагрузки на груз принимаем $q = 125$ Па; для расчета ветровой нагрузки в нерабочем состоянии принимаем динамическое давление q_n по ГОСТ 1451,

приложение 3; для первого ветрового района динамическое давление для нерабочего состояния $q_n = 270$ Па.

Коэффициент перегрузки n принимаем в зависимости от вида расчета по ГОСТ 1451, п. 6.4 или 7.4. При расчете по методу предельных состояний $n = 1,1$; по методу допускаемых напряжений $n = 1$. В данном случае принимаем $n = 1$.

Коэффициент лобового сопротивления c_{xb1} для коробчатых балок, например для главной балки, определяем в зависимости от соотношения h/a на основании ГОСТ 1451, табл. 7, и с учетом чертежа 2б, представленного на рис. 8.9.

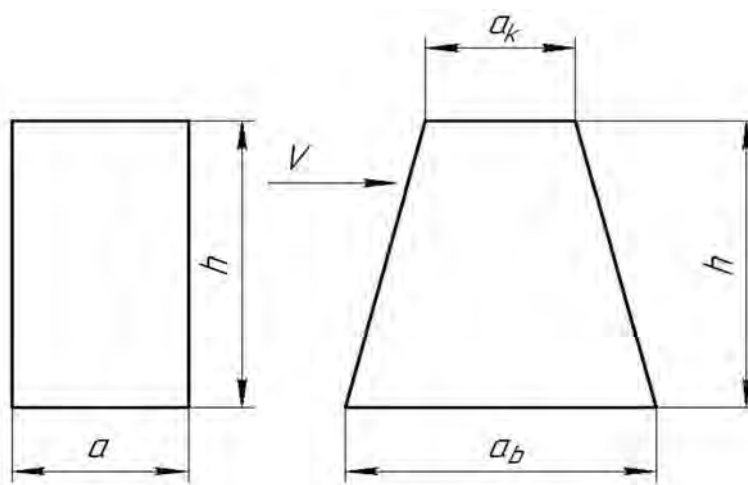


Рис. 8.9. Схема для определения соотношения h/a (V – направление ветра)

Для главной балки соотношение $h/a = 1,4/0,5 = 2,8$. Тогда на основании ГОСТ 1451, табл. 7, коэффициент $c_{xb1} = 1,85$.

В случае расположения металлоконструкций в зоне затенения одна за другой, необходимо определить коэффициент лобового сопротивления с учетом затенения η по ГОСТ 1451, табл. 8, и чертежа 3, представленного на рис. 8.10.

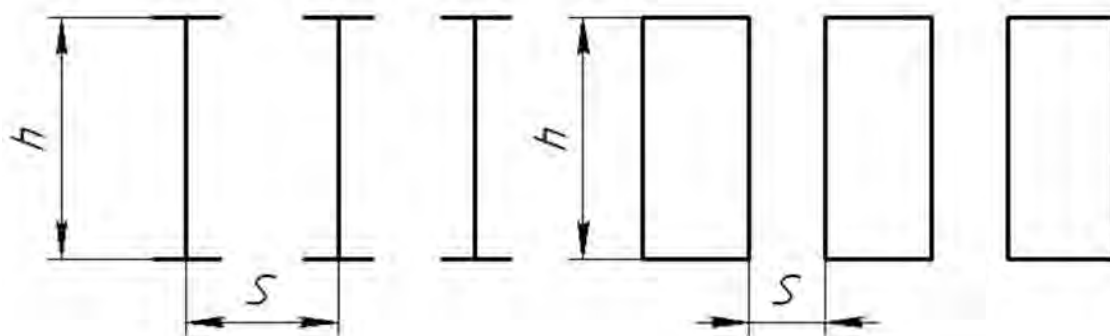


Рис. 8.10. Чертеж для определения величины коэффициента затенения: h – высота балки; s – расстояние между балками

Для главной балки $h = 1,4$, $s = 1,8$. Тогда соотношение $s/h = 1,8/1,4 = 1,286$. По ГОСТ 1451, табл. 8, коэффициент, учитывающий аэродинамическое затенение конструкции впереди стоящей конструкцией, $\eta = 0,3$.

В зависимости от количества расположенных друг за другом балок определяем новое значение коэффициента лобового сопротивления по формуле

$$c_{xb1} = c_{xb1} (1 + \eta(i_b - 1)), \quad (8.21)$$

где i_b – количество расположенных друг за другом балок.

Новое значение коэффициента лобового сопротивления

$$c_{xb1} = 1,85(1 + 0,3(1 - 1)) = 1,85.$$

Коэффициент усиления ветра в зависимости от высоты расположения элемента k_b определяем по ГОСТ 1451, табл. 1. Для главной балки, с учетом высоты расположения, $k_b = 1,26$.

Ветровая нагрузка, действующая на две балки без учета консолей,

$$F_b = 53,34 \cdot 125 \cdot 1,26 \cdot 1,85 \cdot \frac{1}{1000} = 15,419 \text{ кН.}$$

Динамическую нагрузку, действующую на балку, определяем на основании РД 22-166–86 по формуле

$$F_{bd} = F_b k_{pv} \xi, \quad (8.22)$$

где F_b – суммарная ветровая нагрузка, действующая на главную балку, $F_b = 15,419$ кН; k_{pv} – коэффициент пульсации ветра в зависимости от высоты, определяем по РД 22-166–86, табл. 11 (для главной балки $k_{pv} = 0,12$); ξ – коэффициент динамичности, для высоты подъема до 20 м определяем по РД 22-166–86, табл. 13 (для главной балки $\xi = 2,25$).

Динамическая ветровая нагрузка на главную балку

$$F_{bd} = 15,419 \cdot 0,12 \cdot 2,25 = 4,16 \text{ кН.}$$

Для вычисления опрокидывающего момента, действующего на балку, находим точку приложения ветровой нагрузки. Для балки точку приложения ветровой нагрузки определяем на высоте балки по формуле

$$h_{bv} = h_{mn} + h_{xm} + h_c + \frac{h_b}{2}. \quad (8.23)$$

Высота точки приложения нагрузки для балки

$$h_{bv} = 0,25 + 0,4 + 9 + \frac{1,4}{2} = 10,35 \text{ м.}$$

Опрокидывающий момент в продольном направлении определяем как произведение ветровой нагрузки на точку ее приложения. Для балки опрокидывающий момент находим по формуле

$$M_b = (F_b + F_{bd}) h_{bv}, \quad (8.24)$$

где F_{bd} – динамическая составляющая ветровой нагрузки, $F_{bd} = 4,16$ кН (см. формулу (8.22)).

Составляющая опрокидывающего момента от ветровой нагрузки, действующей на балку,

$$M_b = (15,419 + 4,16) \cdot 10,35 = 202,63 \text{ кН.}$$

Определяем значения коэффициентов, оказывающих влияние на величины сил ветровой нагрузки для рабочего и нерабочего состояния, заносим их в табл. 8.5.

Статическую и динамическую нагрузку для рабочего и нерабочего состояния в продольном направлении определяем как сумму соответствующих составляющих:

– для рабочего состояния:

- а) статическая нагрузка $F_{vs} = 17,326$ кН;
- б) динамическая нагрузка $F_{vd} = 4,678$ кН;
- в) общая ветровая нагрузка $F_{vp} = 22,004$ кН;
- г) опрокидывающий момент $M_{ko} = 214,171$ кН·м;

– для нерабочего состояния:

- а) статическая нагрузка $F_{vsn} = 37,423$ кН;
- б) динамическая нагрузка $F_{vdn} = 10,104$ кН.

Табл. 8.5. Значения коэффициентов, оказывающих влияние на величины сил ветровой нагрузки и силы ветровых нагрузок, действующих на элементы металлоконструкции крана в продольном направлении

Параметр	Элемент металлоконструкции					
	Главная балка	Опора жесткая	Опора гибкая	Стяжка	Грузовая тележка	Кабина
Площадь, м ²	53,34	5,621	5,621	0,12	0,786	5,26
Высота приложения нагрузки, м	10,11	4,91	4,91	0,21	11,13	8,31
Коэффициент лобового сопротивления	1,85	0,185*	0,185*	1,85	1,2**	1,85
Коэффициент усиления ветра в зависимости от высоты	1,25	1	1	1	1	1
Ветровая нагрузка для рабочего состояния, кН	15,419	0,26 (для двух стоек)	0,26 (для двух стоек)	0,056 (на две стяжки)	0,115	1,216
Ветровая нагрузка для нерабочего состояния, кН	33,304	0,562 (для двух стоек)	0,562 (для двух стоек)	0,12 (на две стяжки)	0,249	2,627
Динамическая нагрузка для рабочего состояния, кН	4,163	0,14		0,015	0,031	0,328
Динамическая нагрузка для нерабочего состояния, кН	8,992	0,303		0,032	0,067	0,709
Опрокидывающий момент для рабочего состояния, кН·м	197,97	3,242		0,028	0,094	12,837
Опрокидывающий момент для нерабочего состояния, кН·м	427,615	7,003		0,061	0,202	27,728

Примечание. * – с учетом наклона; ** – п. 6.3 (ГОСТ 1451).

Общая ветровая нагрузка $F_{vpn} = 47,528$ кН.

Опрокидывающий момент $M_{козпн} = 462,61$ кН·м.

Значения параметров, определяющих величины ветровых нагрузок в поперечном направлении, заносим в табл. 8.6.

Суммарный опрокидывающий момент в поперечном направлении определяем как сумму моментов, действующих на элементы металлоконструкции:

- для рабочего состояния $M_{кор} = 40,621 \text{ кН}\cdot\text{м}$;
- для нерабочего состояния $M_{корн} = 87,741 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Табл. 8.6. Значения коэффициентов, оказывающих влияние на величины сил ветровой нагрузки и силы ветровых нагрузок, действующих на элементы металлоконструкции крана в поперечном направлении

Параметр	Элемент металлоконструкции					
	Главная балка (торцевая часть)		Опора жесткая и гибкая (четыре опоры)	Стяжка	Грузо- вая тележка	Каби- на
	Наветрен- ная сторона	Подвет- ренная сторона				
Площадь, м ²	3,92	2,52	5,4	3,2	1,28	4,28
Коэффициент лобового сопротивления	1,85	1,85	1,25	1,85	1,85	1,2
Ветровая нагрузка для рабочего состояния, кН	1,133	0,728	1,687	1,48	0,192	0,99
Ветровая нагрузка для нерабочего состояния, кН	2,448	1,57	3,645	3,197	0,415	2,138
Динамическая ветровая нагрузка для рабочего состояния, кН	0,279		0,202	0,178	0,023	0,119
Динамическая ветровая нагрузка для нерабочего состояния, кН	0,603		0,437	0,384	0,05	0,257
Опрокидывающий момент для рабо- чего состояния, кН·м	21,643		9,28	0,348	0,138	9,212
Опрокидывающий момент для нерабо- чего состояния, кН·м	46,75		20,045	0,752	0,297	19,897

Ветровую нагрузку на груз вычисляем по формуле

$$F_{зр} = A_{зр} q_{зр} k_{зр} c_{зр} \frac{n_{зр}}{1000}, \quad (8.25)$$

где A_{zp} – площадь груза, при неизвестном характере груза определяем по ГОСТ 1451, приложение 2 (для заданной грузоподъемности $A_{zp} = 12 \text{ м}^2$); q_{zp} – динамическое давление ветра, определяем по ГОСТ 1451, табл. 1, $q_{zp} = 125$; k_{zp} – коэффициент динамического давления ветра по высоте, определяем по ГОСТ 1451, табл. 3, $k_{zp} = 1$; c_{zp} – коэффициент аэродинамической силы, определяем в соответствии с ГОСТ 1451, п. 7.3, $c_{zp} = 1,2$; n_{zp} – коэффициент перегрузки, определяем в соответствии с ГОСТ 1451, п. 6.3, $n_{zp} = 1$.

Ветровая нагрузка на груз

$$F_{zp} = 12 \cdot 125 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot \frac{1}{1000} = 1,8 \text{ кН.}$$

Динамическую ветровую нагрузку на груз находим по формуле

$$F_{zpd} = F_{zp} k_{zpd}, \quad (8.26)$$

где k_{zpd} – коэффициент динамичности (РД 22-166–86, п. 2.2.3), $k_{zpd} = 0,1$.

Динамическая ветровая нагрузка на груз

$$F_{zpd} = 1,8 \cdot 0,1 = 0,18 \text{ кН.}$$

Опрокидывающий момент от ветровой нагрузки на груз определяем по формуле

$$M_{zpo} = (F_{zp} + F_{zpd}) H_{zp}. \quad (8.27)$$

Опрокидывающий момент от ветровой нагрузки на груз

$$M_{zpo} = (1,8 + 0,18) 9 = 17,82 \text{ кН.}$$

Общий опрокидывающий момент для грузовой устойчивости в продольном направлении для рабочего состояния находим по формуле

$$M_{козр} = M_{ко} + M_{zpo}. \quad (8.28)$$

Общий опрокидывающий момент для грузовой устойчивости в продольном направлении для рабочего состояния

$$M_{козр} = 214,171 + 17,82 = 231,991 \text{ кН}.$$

Общий опрокидывающий момент для грузовой устойчивости в поперечном направлении для рабочего состояния вычисляем по формуле

$$M_{козрп} = M_{козр} + M_{зро}. \quad (8.29)$$

Общий опрокидывающий момент для грузовой устойчивости в поперечном направлении для рабочего состояния

$$M_{козрп} = 40,621 + 17,82 = 58,441 \text{ кН}.$$

Общий опрокидывающий момент для грузовой устойчивости в продольном направлении для нерабочего состояния $M_{козрп} = 462,61 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Общий опрокидывающий момент для грузовой устойчивости в поперечном направлении для нерабочего состояния $M_{козрп} = 87,741 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

8.3. Расчет сопротивления передвижению крана

При передвижении кранов возникают сопротивления в ходовой части от ветровой нагрузки, наклона рельсового пути и сопротивления в элементах передач механизма. В момент пуска механизма передвижения возникает сопротивление силам инерции приводимых в движение масс [14].

Сопротивление трения в ходовых колесах кранов и тележек определяем по формуле

$$W_{кт} = (G_{зр.п} + G_m + G_k) O_{то}, \quad (8.30)$$

где $O_{то}$ – обобщенный коэффициент сопротивления,

$$O_{то} = \frac{\mu D_u + 2 f_o}{\frac{D_k}{100}}; \quad (8.31)$$

μ – коэффициент трения качения, для скругленной головки рельса и диаметра колеса 320 мм $\mu = 0,04$; D_u – диаметр цапфы, принимаем конструктивно $D_u = 0,15 \text{ м}$; f_o – коэффициент трения в подшипниках качения, приведенный к

диаметру цапфы, для шариковых и роликовых подшипников качения $f_o = 0,016$.

Обобщенный коэффициент сопротивления

$$O_{mo} = \frac{0,04 \cdot 0,15 + 2 \cdot 0,016}{\frac{320}{100}} = 0,011.$$

Сила сопротивления на ходовых колесах

$$W_{km} = (134,88 + 29,43 + 29,43)0,011 = 5,8 \text{ кН}.$$

Сопротивление от строительного уклона пути определяем по формуле

$$W_{cm} = (G_{zp.n} + G_m + G_k) \alpha_u, \quad (8.32)$$

где α_u – уклон пути в тысячных долях, для козлового крана $\alpha_u = 0,003$.

Сопротивление от строительного уклона пути

$$W_{cm} = (134,88 + 29,43 + 362,97)0,003 = 1,528.$$

Ветровая нагрузка, действующая в продольном направлении, $F_{vs} = 17,362$ кН (см. п. 8.2.4). При определении мощности приводных двигателей крановых механизмов ветровая нагрузка не должна превышать 70 % от статической составляющей ветровой нагрузки на кран (ГОСТ 1451, п. 7.5).

Учитывая, что статическая ветровая нагрузка в продольном направлении $F_{vs} = 17,362$ кН, сопротивление от ветровой нагрузки при расчете механизма передвижения определяем по формуле

$$W_g = 0,7 F_{vs}. \quad (8.33)$$

Сопротивление от ветровой нагрузки

$$W_g = 0,7 \cdot 17,326 = 12,129 \text{ кН}.$$

Суммарное сопротивление передвижению находим по формуле

$$W_{сум} = W_{km} + W_{cm} + W_g. \quad (8.34)$$

Суммарное сопротивление передвижению

$$W_{\text{сум}} = 5,8 + 1,528 + 12,129 = 19,457 \text{ кН.}$$

8.4. Расчет параметров механизма передвижения крана

Приведенный момент инерции колеса определяем по формуле

$$J_{\kappa} = \frac{M_{\text{инк}}}{2} \left(\frac{V_{\kappa}}{D_{\kappa}/2} \right), \quad (8.35)$$

где $M_{\text{инк}}$ – момент инерции колеса, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$,

$$M_{\text{инк}} = \frac{1}{2} m_{\kappa} D_{\kappa}^2; \quad (8.36)$$

m_{κ} – масса колеса, $m_{\kappa} = 126,203 \text{ кг}$.

Момент инерции колеса

$$M_{\text{инк}} = \frac{1}{2} \cdot 126,203 \cdot 0,32^2 = 6,462 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведенный момент инерции колеса

$$J_{\kappa} = \frac{6,462}{2} \cdot \left(\frac{1,33}{0,32/2} \right) = 223,24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Силу инерции крана с грузом определяем по формуле

$$J_{\text{кр}} = \frac{G_{\kappa} + G_m + G_{\text{зр}}}{9,81} a_{\partial}, \quad (8.37)$$

где a_{∂} – среднее допускаемое ускорение при пуске и торможении,

$$a_{\partial} = \frac{V_{\kappa}}{t_n}; \quad (8.38)$$

t_n – время пуска механизма передвижения, принимаем $t_n = 7$ с [14].

Тогда ускорение пуска

$$a_0 = \frac{1,33}{7} = 0,19 \text{ с.}$$

Сила инерции крана с грузом

$$J_{кр} = \frac{362,97 + 29,43 + 134,88}{9,81} \cdot 0,19 = 10,213 \text{ кН.}$$

8.4.1. Определение требуемых моментов и мощности на передвижение крана

Мощность для привода механизма передвижения крана определяем по формуле

$$N_{см} = \frac{W_{сум} V_{к}}{\eta_{np}}, \quad (8.39)$$

где η_{np} – предварительное значение КПД привода механизма передвижения, $\eta_{np} = 0,98$ [25].

Мощность для привода механизма передвижения

$$N_{см} = \frac{19,457 \cdot 1,33}{0,98} = 26,406 \text{ кВт.}$$

Требуемый статический момент находим по формуле

$$M_{см} = \frac{W_{сум} D_{к}}{2000 \eta_{np}}. \quad (8.40)$$

Требуемый статический момент

$$M_{см} = \frac{19,457 \cdot 320}{2000 \cdot 0,98} = 3,177 \text{ кН·м.}$$

Требуемую угловую скорость колеса вычисляем по формуле

$$\omega_{\kappa} = \frac{2V_{\kappa}}{D_{\kappa}}. \quad (8.41)$$

Требуемая угловая скорость колеса

$$\omega_{\kappa} = \frac{2 \cdot 1,33}{0,32} = 8,313 \text{ рад}^{-1}.$$

Требуемую частоту вращения колеса определяем по формуле

$$n_{\kappa} = \frac{30 \omega_{\kappa}}{\pi}. \quad (8.42)$$

Требуемая частота вращения колеса

$$n_{\kappa} = \frac{30 \cdot 8,313}{3,14} = 79,419 \text{ мин}^{-1}.$$

Требуемый пусковой момент находим по формуле

$$M_n = \left(W_{\text{сум}} + J_{\text{кр}} \right) \frac{D_{\kappa}}{2\eta_{\text{np}}}. \quad (8.43)$$

Требуемый пусковой момент

$$M_n = (19,457 + 10,213) \cdot \frac{0,32}{2 \cdot 0,98} = 4,844 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Учитывая, что механизм привода передвижения крана включает четыре двигателя, на каждое приводное колесо необходимо обеспечить четверть от данной мощности.

Статическую мощность на каждый привод механизма передвижения крана определяем по формуле

$$N_{\text{ст.пр}} = \frac{N_{\text{см}}}{n_{\text{пр}}}, \quad (8.44)$$

где n_{np} – количество приводных колес крана, $n_{np} = 4$.

Статическая мощность на каждый привод механизма передвижения крана

$$N_{ст.нр} = \frac{26,406}{4} = 6,602 \text{ кВт.}$$

Статический момент на каждый привод находим по формуле

$$M_{ст.нр} = \frac{M_{ст.}}{n_{np}}. \quad (8.45)$$

Статический момент на каждый привод

$$M_{ст.нр} = \frac{3,363}{4} = 0,841 \text{ кН·м.}$$

Пусковой момент на каждый привод вычисляем по формуле

$$M_{н.нр} = \frac{M_n}{n_{np}}. \quad (8.46)$$

Пусковой момент на каждый привод

$$M_{н.нр} = \frac{5,03}{4} = 1,258 \text{ кН·м.}$$

Для анализа влияния направления ветра на требуемую мощность для работы механизма передвижения крана примем за основу розу ветров, представленную на рис. 8.11.

При расположении пути перемещения крана в направлении «юго-восток» ветровая нагрузка будет максимальной. При расположении путей движения крана в направлении «восток» она может быть уменьшена до 30 %. Таким образом, приняв для расчета на устойчивость максимальные ветровые нагрузки, для расчета мощности механизма передвижения можно снизить ветровую нагрузку до 30 %. График влияния ветровых нагрузок на мощность механизма передвижения представлен на рис. 8.12. Оценка вероятности возникновения максимальных ветровых нагрузок может быть проведена на основе анализа климатологической карты местности предполагаемой установки крана.

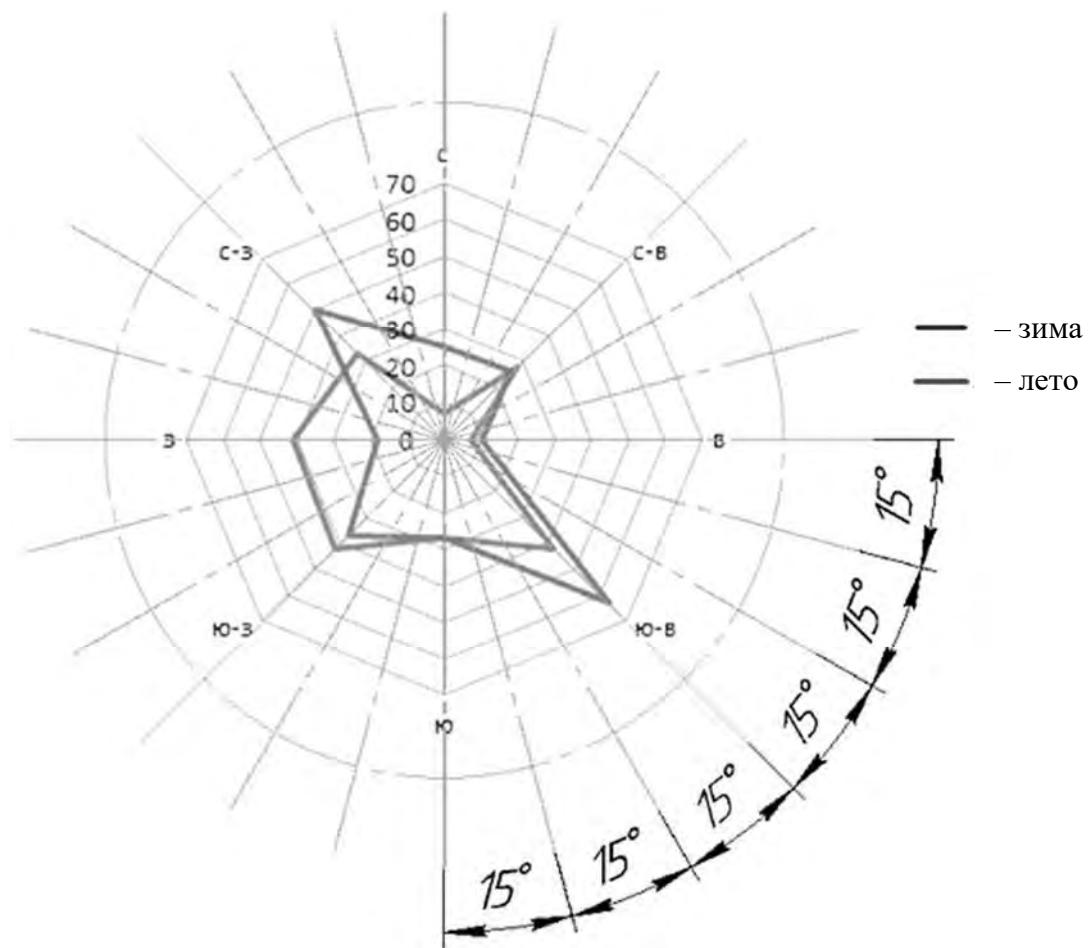


Рис. 8.11. Роза ветров в месте установки крана

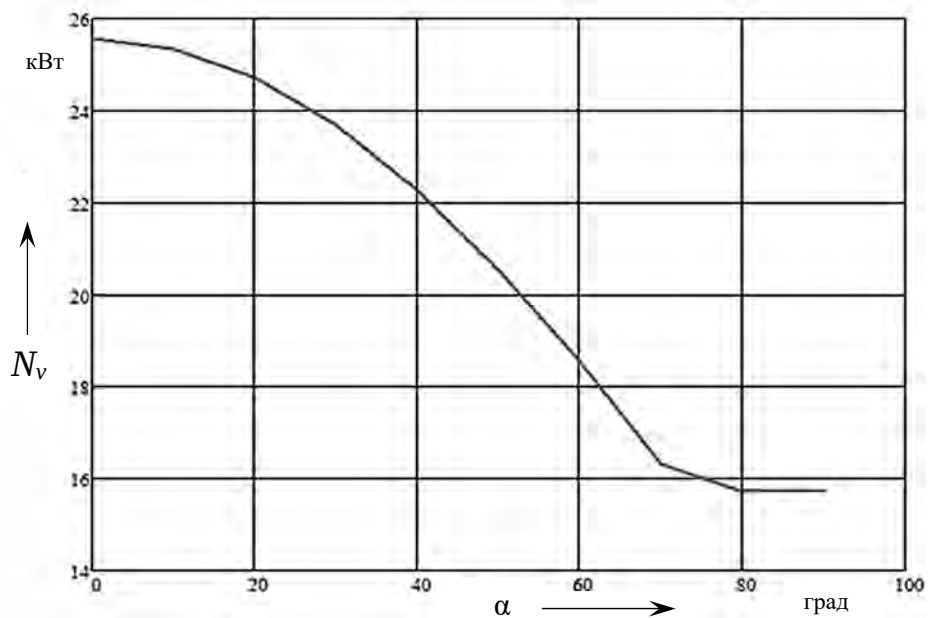


Рис. 8.12. Влияние ветровых нагрузок на мощность механизма передвижения:
 α — отклонение направления ветра от направления движения крана; N_v — мощность, необходимая для преодоления ветровой нагрузки

При выборе двигателя и мотор-редуктора необходимо обеспечить следующие параметры:

- требуемая мощность на каждом приводе – 6,988 кВт;
- требуемый статический момент на каждое колесо – 0,841 кН·м;
- требуемый пусковой момент на каждое колесо – 1,258 кН·м;
- требуемая угловая скорость колеса – 8,313 рад⁻¹;
- требуемая частота вращения колеса – 79,419 с⁻¹.

Выбираем мотор-редуктор производства Nord [25]. При выборе используем методику, изложенную в каталоге Nord:

- тип – SK 9032.1-132S4;
- мощность – 5,5 кВт;
- частота вращения вала на выходе – 71 мин⁻¹;
- передаточное число редуктора – 20,323;
- момент на выходном валу – 740 Н·м;
- режим работы при повторно-кратковременной нагрузке – S6 (40 %);
- коэффициент повышения пускового момента – 2,7;
- принятый КПД редуктора – 0,98;
- пусковой момент редуктора – 1998 Н·м;
- минимальный коэффициент эксплуатации – 1,3;
- фактический коэффициент эксплуатации – 2,0;
- момент инерции двигателя – 0,024 кг·м².

Определяем приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся масс по формуле

$$J_{np} = \frac{1000(G_{zp.n} + G_k + G_m)D_k^2}{g i_p^2}, \quad (8.47)$$

где i_p – передаточное число редуктора, $i_p = 20,323$.

Приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся масс

$$J_{np} = \frac{1000(134,88 + 362,97 + 29,43)0,32^2}{9,81 \cdot 20,323^2} = 13,362 \text{ кН} \cdot \text{м}^2.$$

Коэффициент ускорения масс находим по формуле

$$m_{af} = \frac{J_{np}}{J_{mot}} \left(\frac{1}{i_p} \right)^2, \quad (8.48)$$

где $J_{\text{мот}}$ – момент инерции двигателя, $J_{\text{мот}} = 0,024 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Коэффициент ускорения масс

$$m_{af} = \frac{13,362}{0,024} \cdot \left(\frac{1}{20,323} \right)^2 = 1,344.$$

Так как коэффициент ускорения масс $m_{af} = 1,344$, то режим работы неравномерный. Для требуемой продолжительности работы коэффициент эксплуатации равен 1,3 [25].

Определяем отклонение действительного статического момента от требуемого по формуле

$$\Delta M_{cm} = \frac{M_{\text{вых}} - M_{cm.np}}{M_{cm.np}} \cdot 100, \quad (8.49)$$

где $M_{\text{вых}}$ – момент на выходном валу редуктора.

Отклонение действительного статического момента от требуемого

$$\Delta M_{cm} = \frac{740 - 841}{841} \cdot 100 = -12,01 \text{ \%}.$$

Так как отклонение действительного статического момента от требуемого не превышает 15 %, мотор-редуктор выбран верно.

Определяем отклонение действительного пускового момента от требуемого по формуле

$$\Delta M_n = \frac{M_{\text{вых}} k_n - M_n}{M_n} \cdot 100, \quad (8.50)$$

где k_n – коэффициент повышения пускового момента, $k_n = 2,7$.

Отклонение действительного пускового момента от требуемого

$$\Delta M_n = \frac{740 \cdot 2,7 - 1258}{1258} \cdot 100 = 58,88 \text{ \%}.$$

Так как отклонение действительного пускового момента от требуемого больше нуля, мотор-редуктор выбран верно.

Определяем отклонение действительной частоты вращения колеса от требуемой по формуле

$$\Delta n_k = \frac{n_k - n_p}{n_p} \cdot 100, \quad (8.51)$$

где n_p – частота вращения выходного вала редуктора, $n_p = 71$.

Производим вычисление:

$$\Delta n_k = \frac{79,419 - 71}{71} \cdot 100 = 11,8 \, \%.$$

Отклонение действительной частоты вращения колеса от требуемой равно 11,8 %.

Так как отклонение действительной частоты вращения от требуемой не превышает 15 %, мотор-редуктор выбран верно.

Коэффициент запаса сцепления при пуске находим для положения тележки, при котором на одно из ведущих колес приходится минимальная сила сцепления, которую вычисляем по формуле

$$F_{cy} = \frac{N_A + N_B + N_C + N_D}{2} \varphi, \quad (8.52)$$

где φ – коэффициент сцепления, для кранов, работающих на открытом воздухе, $\varphi = 0,12$ [14].

Сила сцепления

$$F_{cy} = \frac{122,736 + 141,507 + 132,192 + 130,853}{2} \cdot 0,12 = 31,637 \text{ кН}. \quad (8.53)$$

Силу сопротивления движению крана без груза, с учетом сил инерции, определяем по формуле

$$W_{kp} = W_k + W_{cm} + \frac{G_k + G_m + G_{gp.n}}{g} a_{\partial}, \quad (8.54)$$

где W_k – сопротивление на ходовых колесах крана,

$$W_k = (G_k + G_m + G_{gp.n}) O_{mo}. \quad (8.55)$$

Сопротивление на ходовых колесах крана

$$W_k = (362,97 + 29,43 + 134,88)0,013 = 6,855 \text{ кН.}$$

Сила сопротивления передвижению крана, с учетом сил инерции,

$$W_{kp} = 5,286 + 1,528 + \frac{362,97 + 29,43 + 134,88}{9,81} \cdot 0,19 = 17,026 \text{ кН.}$$

Коэффициент запаса сцепления K_{cy} должен быть больше 1,2 [14].

Коэффициент запаса сцепления определяем по формуле

$$K_{cy} = \frac{F_{cy}}{W_{kp}}. \quad (8.56)$$

Коэффициент запаса сцепления

$$K_{cy} = \frac{31,627}{17,026} = 1,858.$$

Коэффициент запаса сцепления находится в пределах нормы.

8.4.2. Выбор тормоза

Для выбора тормоза определяем требуемый тормозной момент при торможении без груза и с грузом.

При торможении без груза тормозной момент находим по формуле

$$M_m = \frac{(G_k + G_m + G_{cp})D_k n_k \pi \eta_{np}}{4 g t_m i_p^2} - \frac{W_{\phi} D_k \eta_{np}}{2 i_p} - \frac{W_{cm} D_k \eta_{np}}{2 i_p} - \frac{W_{\min} D_k}{2 i_p \eta_{np}}, \quad (8.57)$$

где $W_{\min}$ – минимальное сопротивление передвижению, равно силе сопротивления передвижению крана без груза, без учета ветровой нагрузки, при движении под строительный уклон,

$$W_{\min} = W_k - W_{cm} + \frac{G_k + G_m + G_{cp}}{g} a_{\partial}. \quad (8.58)$$

Минимальное сопротивление передвижению

$$W_{\min} = 5,286 - 1,528 + \frac{362,97 + 29,43 + 134,88}{9,81} \cdot 0,19 = 17,026 \text{ кН.}$$

Время торможения определяем по формуле

$$t_m = \frac{V_{\kappa}}{a_z}, \quad (8.59)$$

где a_z — допускаемое замедление, $a_z = 0,25$ [14].

Время торможения

$$t_m = \frac{1,33}{0,25} = 5,32.$$

Тормозной момент при торможении без груза

$$M_m = \frac{(362,97 + 29,43 + 134,88)0,32 \cdot 71 \cdot 3,14 \cdot 0,98}{4 \cdot 9,81 \cdot 5,32 \cdot 20,323^2} -$$

$$- \frac{12,129 \cdot 0,32 \cdot 0,98}{2 \cdot 20,323} - \frac{1,528 \cdot 0,32 \cdot 0,98}{2 \cdot 20,323} - \frac{11,909 \cdot 0,32}{2 \cdot 20,323 \cdot 0,98} = -0,072 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Требуемый момент торможения при движении с грузом находим по формуле

$$M_m = \frac{(G_{\kappa} + G_m + G_{zp})D_{\kappa}n_{\kappa}\pi\eta_{np}}{4gt_m i_p^2} + \frac{W_{\epsilon}D_{\kappa}\eta_{np}}{2i_p} + \frac{W_{cm}D_{\kappa}\eta_{np}}{2i_p} - \frac{W_{\max}D_{\kappa}}{2i_p\eta_{np}}, \quad (8.60)$$

где $W_{\max}$ — максимальное сопротивление передвижению крана, равно суммарному сопротивлению передвижению крана, определенному по формуле (8.34), $W_{\max} = 20,597 \text{ кН.}$

Требуемый момент торможения при движении с грузом

$$M_m = \frac{(362,97 + 29,43 + 134,88)0,32 \cdot 71 \cdot 3,14 \cdot 0,98}{4 \cdot 9,81 \cdot 5,32 \cdot 20,323^2} +$$

$$+ \frac{12,129 \cdot 0,32 \cdot 0,98}{2 \cdot 20,323} + \frac{1,528 \cdot 0,32 \cdot 0,98}{2 \cdot 20,323} - \frac{20,597 \cdot 0,32}{2 \cdot 20,323 \cdot 0,98} = 0,072 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Максимальный требуемый тормозной момент, приходящийся на один привод, вычисляем по формуле

$$M_{m(1)} = \frac{1000 M_m}{n_{np}}. \quad (8.61)$$

Максимальный требуемый тормозной момент, приходящийся на один привод,

$$M_{m(1)} = \frac{1000 \cdot 0,072}{4} = 18 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Требуемый удерживающий тормозной момент при максимально допустимой скорости ветра, при рабочем положении и с учетом уклона [1] определяем по формуле

$$M_y = \frac{1000 (W_{\text{в}} + W_{\text{см}}) D_{\kappa}}{2 i_p \eta_{mp}}. \quad (8.62)$$

Требуемый удерживающий тормозной момент при максимально допустимой скорости ветра

$$M_y = \frac{1000(12,129 + 1,528)0,32}{2 \cdot 20,323 \cdot 0,98} = 109,714 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Требуемый удерживающий тормозной момент на один привод находим по формуле

$$M_{y(1)} = \frac{M_y}{n_{np}}. \quad (8.63)$$

Требуемый удерживающий тормозной момент на один привод

$$M_{y(1)} = \frac{109,714}{4} = 27,429 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Для данного мотор-редуктора возможен выбор тормоза с пониженным тормозным моментом [25]. Принятый тормозной момент $M_{m.np} = 60 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Коэффициент запаса сцепления при движении крана без груза определяем по формуле

$$\mu = \frac{0,5(N_A + N_B + N_C + N_D)(\varphi + O_{mo})}{(W_{кб} + W_{стб} + W_в) - J_{кр}}, \quad (8.64)$$

где $W_{кб}$ – сопротивление на ходовых колесах крана при движении без груза,

$$W_{кб} = (G_k + G_m + G_n)O_{mo}; \quad (8.65)$$

G_n – сила тяжести крюковой подвески, $G_n = 12,262 \text{ кН}$.

Сопротивление на ходовых колесах крана при движении без груза

$$W_{кб} = (134,887 + 29,43 + 12,262)0,011 = 18,323 \text{ кН}.$$

Сопротивление от строительного уклона пути при движении без груза вычисляем по формуле

$$W_{стб} = (G_k + G_m + G_n)\alpha_y. \quad (8.66)$$

Сопротивление от строительного уклона пути при движении без груза

$$W_{стб} = (134,887 + 29,43 + 12,262)0,003 = 1,214 \text{ кН}.$$

Сопротивление от ветровой нагрузки при работе без груза $W_в = 9,201 \text{ кН}$.

Коэффициент запаса сцепления при движении крана без груза

$$\mu = \frac{0,5(102,329 + 161,315 + 138,003 + 105,641)(0,12 + 0,011)}{(5,286 + 1,214 + 12,129) - 10,213} = 3,948.$$

Так как значение коэффициента запаса сцепления при торможении больше, чем 1,2 [14], тормозной момент выбран верно.

По результатам расчета определены, подобраны и проверены на допустимость следующие параметры механизма передвижения крана:

- диаметр приводного колеса – 0,32 м;
- количество приводных колес – 4 шт.;
- тип одного привода – Nord SK 9032.1-132S4;
- мощность – 5,5 кВт;
- частота вращения вала на выходе – 71 мин⁻¹;
- передаточное число редуктора – 20,323;
- момент на выходном валу – 740 Н·м;
- режим работы при повторно-кратковременной нагрузке – S6 (40 %);
- коэффициент повышения пускового момента – 2,7;
- пусковой момент редуктора – 1998 Н·м;
- минимальный коэффициент эксплуатации – 1,3;
- фактический коэффициент эксплуатации – 2,0;
- момент инерции двигателя – 0,024 кг·м²;
- тормозной момент тормоза – 60 Н·м.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов: постановление М-ва по чрезвычайным ситуациям Респ. Беларусь от 30 дек. 2022 г. № 88 (зарегистрировано в Национальном реестре от 24 февр. 2023 г. № 8/39601). – Минск : Энергопресс, 2023. – 330 с.
2. **Герасимов, С. В.** Краткий справочник для расчета грузоподъемных машин / С. В. Герасимов, А. М. Долотов, Ю. Н. Кулаков; под общ. ред. С. В. Герасимова. – Братск : БрГУ, 2009. – 103 с.
3. Аппаратура распределения и управления низковольтная. Часть 5-1 : Аппараты и коммутационные элементы цепей управления. Электромеханические устройства цепей управления: ГОСТ IEC 60947-5-1–2014. – М. : Стандартиформ, 2015. – 70 с.
4. **Жегульский, В. П.** Проектирование, конструирование и расчет механизмов мостовых кранов : учеб. пособие / В. П. Жегульский, О. А. Лукашук ; под общ. ред. Г. Г. Кожушко. – Екатеринбург : Уральский ун-т, 2016. – 184 с.
5. Грузоподъемный кран. – 2021. – URL: https://ru.wikipedia.org/wiki/Грузоподъемный_кран (дата обращения: 18.03.2023).
6. **Киселев, В. А.** Грузоподъемные машины и машины безрельсового транспорта : учеб. пособие / В. А. Киселев, В. П. Захарцев. – М. : РУТ (МИИТ), 2007. – 130 с.
7. **Степыгин, В. И.** Подъемно-транспортные установки. Проектирование: учеб. пособие / В. И. Степыгин, Е. Д. Чертов, С. А. Елфимов. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2023. – 271 с.
8. **Козлова, С. Л.** Грузоподъемные машины : учеб. пособие / С. Л. Козлова. – Норильск : ЗГУ им. Н. М. Федоровского, 2011. – 268 с.
9. **Кирнев, А. Д.** Строительные краны и грузоподъемные механизмы. Справочник (для выполнения курсового и дипломного проектирования по технологии и организации в строительстве и специалистов-строителей) / А. Д. Кирнев, Г. В. Несветаев. – Ростов н/Д : Феникс, 2013. – 667 с.
10. Краны грузоподъемные. Крюки кованные и штампованные. Технические требования: ГОСТ 34680–2020. – М. : Стандартиформ, 2021. – 70 с.
11. **Анурьев, В. И.** Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев; под ред. И. Н. Жестковой. – 11-е изд., стер. – М. : Машиностроение, 2021. – Т. 2. – 912 с.
12. Блоки для стальных канатов. Конструкция и размеры: ГОСТ 24.191.05–72. – М. : М-во тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения, 1972. – 7 с.
13. Центральный металлический портал. Марки стали и сплавы. – 2021. – URL: https://metallicheskiy-portal.ru/marki_metallov (дата обращения: 18.03.2023).

14. **Щеблыкин, П. Н.** Подъемно-транспортные машины : учеб. пособие / П. Н. Щеблыкин, Р. Г. Боровиков, В. В. Ткачев. – Воронеж : ВГЛУ, 2018. – 195 с.
15. Технический каталог «Электродвигатели крановые серии МТН». – 2018. – URL: <http://stroyelektro.su/files/uploads/MTN-1.pdf> (дата обращения: 18.03.2023).
16. Русский редуктор. Редукторы крановые. – 2020. – URL: <https://kraning.ru/reducer> (дата обращения: 18.03.2023).
17. Тормоза колодочные типа ТКГ. – URL: <https://spe.by/product-category/kranovye-zapchasti/zapchasti-tormoznyh-sistem/tormoz-kolodochnyj-tkg/?yclid=4967687045773787135> (дата обращения: 18.03.2023).
18. Муфты зубчатые. Технические условия: ГОСТ Р 50895–96. – М. : Стандартиформ, 2010. – 16 с.
19. Электротехник. Концевые выключатели рычажного типа. – 2023. – URL: <https://elektrot.nt-rt.ru/catalog/koncevye-vyklyucateli> (дата обращения: 18.03.2023).
20. Колеса крановые. Технические условия: ГОСТ 28648–90. – М. : Стандартиформ, 2005. – 8 с.
21. Кран, электрозапчасти и комплектующие для крановой техники. – 2023. – URL: <https://kranelektro.ru> (дата обращения: 18.03.2023).
22. Вертикальные крановые редукторы серий В и ВК. – 2013. – URL: <https://vzgko.nt-rt.ru/images/manuals/rk-v.pdf> (дата обращения: 18.03.2023).
23. Справочник по кранам: в 2 т. Т. 2 : Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин [и др.]. – М. : Машиностроение, 1988. – 559 с.
24. **Никитин, В. В.** Расчет механизмов грузоподъемных машин : учеб.-метод. пособие / В. В. Никитин, Н. В. Синяя. – Брянск : Брянский ГАУ, 2021. – 97 с.
25. ООО «НОРД Приводы». Документация. – 2012. – URL: <https://www.nord.com/en/documentation/catalogues/catalogues.jsp> (дата обращения: 18.03.2023).

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	5
2. ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ ПОДРАЗДЕЛОВ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО РАСЧЕТА МЕХАНИЗМОВ.....	8
2.1. Механизм подъема груза.....	8
2.2. Механизм передвижения тележки (крана) с приводными колесами.....	10
2.3. Требования к содержанию подразделов проверочного расчета механизмов.....	11
3. ПОРЯДОК ОФОРМЛЕНИЯ ЧЕРТЕЖЕЙ.....	13
4. КОНСТРУКЦИИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ.....	17
5. КРАНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ. НАЗНАЧЕНИЕ. КЛАССИФИКАЦИЯ.....	23
5.1. Грузоподъемные механизмы.....	24
5.2. Полиспасты.....	32
5.3. Гибкие грузонесущие органы.....	33
5.4. Механизмы передвижения.....	40
5.5. Крановые тележки.....	42
6. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА.....	48
6.1. Проектировочный расчет.....	48
7. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КРАНОВОЙ ТЕЛЕЖКИ.....	78
7.1. Выбор кинематической схемы.....	78
7.2. Выбор ходовых колес.....	78
7.3. Сопротивление передвижению тележки крана.....	82
7.4. Расчет мощности двигателя и выбор редуктора.....	86
7.5. Выбор муфты.....	88
7.6. Выбор тормоза.....	88
7.7. Проверка ведущих колес на отсутствие буксования.....	92
7.8. Определение времени и пути торможения.....	94

8. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ	
КРАНА.....	96
8.1. Анализ требований и компоновочных решений механизма	
передвижения крана.....	96
8.2. Расчет параметров механизма передвижения козлового крана.....	104
8.3. Расчет сопротивления передвижению крана.....	122
8.4. Расчет параметров механизма передвижения крана.....	124
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	137

Учебное издание

Лесковец Игорь Вадимович
Смоляр Алла Петровна
Сёмчен Вадим Иванович

ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ КРАНЫ

Пособие

Редакторы *И. В. Голубцова, А. А. Подошевка*

Художественное оформление обложки *А. А. Емельянова*

Компьютерный дизайн *Н. П. Полевничая*

Подписано в печать 10.09.2025. Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 8,37. Уч.-изд. л. 8,81. Тираж 50 экз. Заказ № 659.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.