

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН**

**КАЗАХСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени К.И. САТПАЕВА**

Н.Т. Сурашов, М.И. Гудович

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Учебное пособие

**Рекомендовано Министерством образования и науки
Республики Казахстан в качестве учебного пособия**

Алматы 2012

УДК 621.87 (075.8)

С 90

С 90 Сурашов Н.Т., Гудович М.И. Подъемно-транспортные машины: Учеб. пособие. – Алматы: КазНТУ, 2012. – 322 с.

Ил.109 . Табл. 20. Библиогр. 27 назв.

ISBN 978– 601– 228 –366 –2

Приведены назначение, классификация, конструктивное устройство, рабочие процессы, основные параметры, основы теории и расчета современных подъемно-транспортных машин, применяемых в промышленном производстве, строительстве, на транспорте и в других отраслях промышленности.

В пособии основное внимание уделено особенностям конструкции и методам расчета основных типов грузоподъемных и транспортирующих машин, что должно оказать существенную помощь студентам в изучении данных машин и применении их на практике.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по специальности 5В071300 «Транспорт, транспортная техника и технологии» (бакалавриат по специализации «Подъемно-транспортные машины»), а также может быть полезно студентам строительных, машиностроительных и других специальностей, магистрантам, научным и инженерно-техническим работникам.

УДК 621.87 (075.8)

Рецензенты: *Ж.Ж. Байгунчечков*, д-р техн. наук, проф.,
акад. НАН РК

М.С. Кульгильдинов, д-р техн. наук, проф., зав.
каф. «АДТиС» КазАТК им. М.Тынышпаева

Печатается по плану издания Министерства образования и
науки Республики Казахстан на 2012 г.

ISBN 978– 601– 228 –366 –2

© Сурашов Н.Т., Гудович М.И., 2012

© КазНТУ, 2012

ВВЕДЕНИЕ

Подъемно-транспортные машины (ПТМ) как высокоэффективное средство комплексной механизации и автоматизации подъемно-транспортных, перегрузочных, строительного-монтажных работ получили широкое применение в различных отраслях народного хозяйства – в промышленности, строительстве, на транспорте, в сельскохозяйственном производстве. В каждой из этих отраслей используются различные виды подъемно-транспортных машин общего назначения, что определяется чрезвычайным разнообразием видов и свойств перемещаемых грузов, а также обилием форм тех рабочих перемещений грузов, которые необходимо выполнять на всякого рода производствах. Применение таких машин уменьшает объем использования тяжелых ручных операций и способствует резкому повышению производительности труда. В связи с этим в промышленности и других отраслях народного хозяйства наметилась тенденция не только к увеличению программы выпуска существующих средств подъемно-транспортной техники, но и к налаживанию производства принципиально новых машин, обладающих высокими технико-экономическими параметрами.

Современное производство подъемно-транспортных машин основывается на унификации конструкций и изготовлении блочных узлов, позволяющих повысить качество и получить наибольший технико-экономический эффект при изготовлении и эксплуатации. Принцип блочности конструкций позволяет максимально унифицировать отдельные узлы и детали выпускаемых машин, повысить серийность производства, изготавливать узлы в законченном виде и соединять их между собой легкоразъемными элементами. В блочной конструкции можно легко отсоединить от машины узел, требующий ремонта. Большое внимание уделяется также повышению универсальности машин, которая предопределяет крупносерийный характер их производства.

В процессе эксплуатации имеющегося парка подъемно-

транспортных машин появляется необходимость в совершенствовании их конструкций и технических возможностей с целью повышения эффективности их работы. Последнее возможно за счет повышения производительности и надежности машин.

В связи с указанным приобретает особо важное значение разработка методов проектирования и расчета машин. Проектируемая подъемно-транспортная машина должна наиболее эффективно обеспечивать выполнение требующегося технологического процесса работ, т.к. на стадии проектирования предоставляются широкие возможности оптимизировать ее конструкцию, и среди многих вариантов технических решений выбрать наилучший. В зависимости от назначения должны определяться основные параметры подъемно-транспортных машин.

В современных условиях исключительно большое значение приобретает качество выпускаемых машин. По своему научно-техническому уровню новые машины должны быть современнее своих предшественников, отвечающих высоким требованиям научно-технического процесса. Особенно высокие требования предъявляются к подъемно-транспортным машинам, получившим широкое распространение во всех областях народного хозяйства.

В современных условиях поточного и автоматизированного производства значение подъемно-транспортных машин качественно изменилось. Они вышли за рамки своего первоначального назначения – вспомогательного оборудования для механизации трудоемких процессов производства – и являются связующими звеньями в технологической цепи, обеспечивающими непрерывность производства, основным регулятором поточного производства, органической частью технологических процессов, определяющих ритм и производительность основного оборудования предприятий.

Подъемно-транспортные машины являются основой комплексной механизации и автоматизации производств. От правильного выбора наиболее рациональных машин зависит высокопродуктивная работа всего предприятия.

Конструкция подъемно-транспортных машин непрерывно совершенствуется, в связи с чем возникают новые задачи по

расчету, проектированию, исследованию и выбору оптимальных параметров машин, обеспечивающих высокие технико-экономические показатели и качество машин.

Курс «Подъемно-транспортные машины» является одним из базовых в подготовке студентов и способствует развитию конструкторских навыков. В нем изложены основы теории и расчета машин для комплексной механизации и автоматизации производств, принципы действия и устройства отдельных механизмов и узлов машин, критический анализ конструкций и выбор наиболее рациональных машин, показаны пути повышения их качества.

В учебном пособии сделана попытка изложить материал с учетом требований высшей школы – подготовки специалистов широкого профиля на базе овладения фундаментальными знаниями, усиления творческой инициативы и самостоятельности студентов в приобретении знаний.

В настоящем пособии отражены такие важные вопросы для усиления теоретической подготовки студентов, как динамические расчеты машин на основе современных научных представлений о машине как о системе с упругими звеньями и с учетом характеристики двигателя; показаны пути снижения динамических нагрузок; расширен важный раздел курса – транспортирующие машины, которые имеют большое значение в механизации производственных процессов во всех отраслях народного хозяйства; описаны новые прогрессивные транспортные системы и установки; изложены перспективы дальнейшего развития подъемно-транспортной техники.

Приведены требования Госгортехнадзора, обеспечивающие безопасную работу грузоподъемных машин.

Изучение указанных вопросов, по мнению авторов, будет способствовать усилению теоретической подготовки студентов, развитию конструкторских навыков, повышению их интереса к творческой научной работе и улучшению качества подготовки специалистов.

ГЛАВА 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИНАХ

1.1. Обзор развития подъемно-транспортных машин (ПТМ)

Подъемно-транспортная техника развивалась в соответствии с потребностями общества и имеет многовековую историю. Еще в древние времена люди создавали простые устройства для подъема и перемещения грузов – в первую очередь из потребностей земледелия (поливка засушливых земель), строительства и торговли, где требовалась транспортировка большого количества грузов. Первые грузоподъемные устройства, имеющие элементы и формы современных кранов, появились в XI–XII веках. Достаточно сложные ПТМ появились в начале XIX в.: изготовлен паровой кран (1830 г.), гидropодъемник (1837 г.). Во второй половине XIX в. появились плавучие, железнодорожные, кабельные краны и конвейеры. Электрический привод в ПТМ применяют с конца XIX века.

Развитие подъемно-транспортного машиностроения неразрывно связано с трудами и исследованиями русских ученых. Первый капитальный труд по ПТМ издан в 1872 г. профессором И.А. Вышнеградским. Дальнейшая разработка теории и расчета грузоподъемных и транспортирующих машин велась профессорами А.М. Самусем, М.Н. Берловым, Л.Г. Кифером, А.О. Спиваковским, А.И. Дукельским, Н.Ф. Руденко, М.П. Александровым, А.А. Вайнсоном и др. Общее развитие подъемно-транспортного машиностроения характеризуется значительным ростом номенклатуры машин. Были созданы мощные краны и машины непрерывного транспорта. Например, грузоподъемность мостовых кранов достигает 1300 т, плавучих – 1600 т, а козловых – 2000 т. Современный ленточный конвейер может транспортировать до 30 000 т/ч вскрышной породы, обеспечивая загрузку 10 железнодорожных вагонов за 1 минуту [1,2,3].

1.2. Классификация подъемно-транспортных машин

ПТМ очень разнообразны по конструкции, принципу действия и технологическим параметрам. В качестве критерия классификации обычно принимают основные, наиболее характерные особенности устройства и принципа действия. Эти машины делятся на два основных принципиально различных типа: грузоподъемные и транспортирующие.

Грузоподъемные машины – это машины циклического транспорта: характерным для них является наличие возвратного, холостого хода. Основным движением является вертикальное перемещение (подъем груза). Типовыми являются крупные единичные грузы. *Транспортирующие машины* – это машины непрерывного (поточного) транспорта. Работа этих машин характеризуется отсутствием холостого хода и доминирующим горизонтальным движением рабочего грузонесущего органа. В качестве грузов обычно используют массовые сыпучие, мелкоштучные грузы.

Грузоподъемные машины делятся на три группы: простые машины и устройства, подъемники и краны. Простые (элементарные) грузоподъемные машины и устройства – это несложные приспособления для выигрыша в силе, используемые для подтаскивания и подъема груза (домкраты, полиспасты, лебедки, тали). Эти приспособления представляют собой как самостоятельное подъемно-транспортное оборудование, так и часто входят составной частью в более сложные объекты. Подъемники отличаются тем, что перемещают грузы, находящиеся в кабинах, коробах (скипах, бадьях), на платформах, лапах-захватах и т. п., которые движутся по вертикальным или крутонаклонным направляющим. Краны – агрегаты, машинные комплексы, предназначенные для подъема груза: горизонтальное перемещение груза обычно невелико. Краны являются наиболее важным и распространенным грузоподъемным оборудованием.

Транспортирующие машины делятся также на три группы: конвейеры (с тяговым элементом и без него), устройства пневматического и гидравлического транспорта, вспомогательные уст-

ройства. Конвейеры с тяговым (гибким) элементом – один из основных типов транспортирующих машин. К ним относятся ленточные и цепные конвейеры. Несмотря на большое разнообразие конструкций этих конвейеров, особенно цепных, принцип их действия одинаков. Конвейеры без тягового элемента весьма разнообразны по принципу действия, конструкции и техническим параметрам. Тяговый элемент имеют ленточные, пластинчатые, скребковые, ковшовые и другие конвейеры. Их характерной особенностью является движение груза, расположенного вместе с тяговым элементом на рабочей ветви. К машинам без тягового элемента относятся винтовые, качающиеся (вибрационные), роликовые конвейеры и вращающиеся транспортные трубы. Их характерной особенностью является поступательное движение транспортируемого груза при вращательном или колебательном движении рабочих элементов машины.

В устройствах пневматического транспорта частицы сыпучих материалов в процессе перемещения находятся во взвешенном состоянии. Пневматическое транспортирование широко применяется для перемещения цемента, мелкого угля, древесных опилок, щепы и других материалов.

На установках гидравлического транспорта насыпной груз перемещается по трубам или желобам в струе жидкости, как правило, – воды. Смесь его с водой называется гидросмесью или пульпой. Гидравлическое транспортирование насыпных грузов нашло широкое применение.

К **вспомогательным устройствам** относятся устройства для хранения и выдачи грузов (бункера, затворы, питатели), гравитационные (лотки, трубы, спуски, скаты) и для взвешивания, дозирования, счета груза (весы, дозаторы, счетчики).

Почти каждый из указанных выше типов машин имеет, в свою очередь, конструктивные разновидности, которые подробно рассматриваются далее. По назначению ПТМ можно разделить на две разновидности: машины общего и специального назначения. ПТМ общего назначения предназначены для работы в любых условиях с любыми грузами, которые они могут захватывать и перемещать (например, крюковой кран, т. е. кран, имеющий в качестве грузозахват-

ного органа крюк, на который с помощью чалочных приспособлений, петель из канатов, цепей может быть подвешен любой штучный груз). ПТМ специального назначения приспособлены для работы в конкретных условиях с грузами определенных форм и свойств (например, клещевой кран для горячих слитков).

1.3. Принципы серийного производства и надежной эксплуатации ПТМ

ПТМ – одна из разновидностей средств механизации человеческого труда. Этим определяется конкретное значение ПТМ, которые обеспечивают следующее: 1) повышение производительности труда, снижение себестоимости продукции, повышение темпов развития производства; 2) облегчение и улучшение условий труда; 3) создание базы, основы для улучшения организации производства и управления им. Отсюда можно сделать вывод о большом значении совершенствования ПТМ, их узлов и деталей.

Однако совершенствование ПТМ нередко приводит к их усложнению, к усилению взаимосвязи между отдельными узлами и агрегатами; при выходе из строя узла или детали нарушается работоспособность всей машины. Поэтому для обеспечения нормальной и эффективной эксплуатации ПТМ первостепенное значение имеет надежность их работы.

Для транспорта, строительства и обслуживания промышленных предприятий требуется большое количество ПТМ различного назначения и типоразмеров. Многообразие моделей машин, не вызываемое необходимостью, является помехой организации крупносерийного их производства и усложняет условия эксплуатации. Поэтому ограничивают число типоразмеров машин до того минимума, при котором все же удовлетворяются потребности производства, т. е. оно полностью механизуется. Этого достигают на основе стандартизации, унификации машин и нормализации их отдельных элементов.

Стандартизация проводится в масштабе государства и охватывает все основные виды ПТМ – краны, конвейеры, погруз-

чики и другие. ГОСТы определяют все основные показатели машин: грузоподъемность, длину стрел, пролет, скорость движения рабочих органов и т. д., не конкретизируя конструктивного выполнения стандартизуемых машин и не ограничивая возможности их совершенствования. **Унификация**, осуществляемая параллельно со стандартизацией, заключается в приведении к конструктивному единообразию различных малоотличающихся друг от друга машин, уменьшении числа их типоразмеров, применении в них нормализованных узлов и деталей ограниченной номенклатуры. Унификация обеспечивает создание типоразмерного ряда машин (типажа). **Нормализация** узлов и деталей (редукторов, барабанов, тормозов, муфт и др.) представляет собой унификацию конструкций с сокращением числа их типоразмеров.

Стандартизация, унификация и нормализация значительно упрощают эксплуатацию машин, т. к. при применении унифицированных машин и нормализованных узлов облегчается уход за машинами и их ремонт, который сводится к замене изношенных деталей и узлов новыми. Уменьшается также и количество необходимых запасных деталей.

1.4. Приводы подъемно-транспортных машин

Для приведения в действие ПТМ применяются ручной, электрический, моторный и гидравлический приводы.

Ручной привод обладает малой мощностью и применяется лишь при небольших путях перемещения груза или малом использовании грузоподъемного устройства.

Электрический привод является в настоящее время самым распространенным типом привода. К его достоинствам относятся: высокая экономичность, простота в обслуживании и ремонте, постоянная готовность двигателей к действию, легкость реверсирования и регулирования скорости, простота управления и т. д. Недостатком электропривода является необходимость связи машины с питающей сетью. Привод осуществляется как при постоянном, так и переменном токе. преимуще-

ственное применение получил трехфазный переменный ток напряжением 220....380 В, т. к. большинство крупных промышленных предприятий и транспортных узлов имеют централизованное электроснабжение переменным током. Асинхронные двигатели переменного тока проще в изготовлении и уходе.

Моторный привод или привод от двигателей внутреннего сгорания (ДВС) применяется на железнодорожных, гусеничных и автомобильных кранах. Установки с ДВС могут быть с карбюраторными двигателями или дизелями. Основное достоинство моторного привода – независимость от внешнего источника энергии. Недостатки: малый пусковой момент, из-за чего устанавливают двигатель повышенной мощности; сложность реверса при механической передаче; трудность обслуживания и ремонта.

Гидравлический привод широко применяется в грузоподъемных машинах. Он состоит из насоса, системы распределения, рабочих цилиндров с поршнями и трубопроводов. Гидравлические системы применяются в устройствах управления машин. Достоинства привода: высокая надежность, плавность работы, возможность работы при больших усилиях. Недостатки привода: малый КПД (около 0,6), необходимость применения специальных жидкостей при низких температурах и т. д.

1.5. Производительность подъемно-транспортных машин

Эксплуатационные качества подъемно-транспортных машин оцениваются многими технико-экономическими показателями. Одним из основных показателей является производительность.

Производительность ПТМ – количество груза, перемещаемое на заданное расстояние в единицу времени при периодическом и непрерывном грузопотоке. Различают техническую (паспортную) и эксплуатационную производительность машин. Техническая производительность определяется конструктивно-кинематическими параметрами машины. Эксплуатационная производительность меньше технической и определяется как параметрами технической

производительности, так и конкретными условиями эксплуатации.

Часовая техническая производительность (т/ч) грузоподъемной машины, перемещающей грузы циклически отдельными порциями,

$$П_ч = Q \cdot n \cdot K_{гр} \cdot K_{вр},$$

а годовая (т/год)

$$П = П_ч \cdot m \cdot D,$$

где Q – номинальная грузоподъемность машины, т; n – число циклов работы в 1ч; $K_{гр}$ – средний коэффициент использования машины по грузоподъемности; $K_{вр}$ – средний коэффициент использования машины во времени; m – число рабочих часов в сутках;

D – число рабочих дней в году.

Число циклов в 1 ч $n = 3600/T_0$ (где T_0 – продолжительность одного цикла, с).

Продолжительность цикла T_0 складывается из промежутков времени, требуемых для производства отдельных операций цикла, с учетом одновременного выполнения некоторых из них:

$$T_0 = \varepsilon \sum_i^n t_i = \varepsilon (t_1 + t_2 + \dots + t_n),$$

где ε – коэффициент одновременности, т. е. коэффициент, учитывающий, на сколько сократится продолжительность цикла при совмещении нескольких операций (для стрелового крана при производстве монтажных работ $\varepsilon = 1$; для пневмоколесного или гусеничного крана при производстве перегрузочных работ $\varepsilon = 0,7$; для башенного крана на строительных работах $\varepsilon = 0,8$).

Отрезки машинного времени, с:

$$T_i = S/v + (3 \dots 4),$$

где S – средний путь, м; v – скорость движения, м/с.

Средние значения коэффициента использования машины по грузоподъемности таковы: $K_{гр} = 1$ при перегрузке насыпных

грузов (грейферами); $K_{гр} = 0,7$ при перегрузке насыпных грузов бадьями, другими устройствами; $K_{гр} = 0,6$ при перегрузке штучных грузов различной массы и конфигурации; $K_{гр} = 0,5$ при производстве строительного-монтажных работ.

Коэффициент $K_{вр}$ использования машины во времени (в течение 1 ч) зависит от системы организации работ на площадке. На хорошо организованных строительствах при рационально используемых грузоподъемных машинах $K_{вр} \rightarrow 1$.

Производительность транспортирующей машины, перемещающей материал равномерно, непрерывным потоком, равна объему (количеству) материала, проходящего через данное сечение рабочего элемента в единицу времени. Если площадь поперечного сечения потока материала F (m^2), скорость движения материала v (m/c), а плотность ρ (kg/m^3), то массовая производительность машины ($t/ч$) $\Pi_m = 3,6 \cdot F v \rho$, а объемная ($m^3/ч$) - $\Pi_o = 3600 \cdot Fv$.

В силу непрерывности потока массу материала можно выразить в виде линейной величины q , kg/m :

$$q = F\rho.$$

Тогда массовая производительность ($t/ч$) машины:

$$\Pi_m = 3,6 qv.$$

В случае транспортирования материала в ковшах вместимостью i (m^3), при среднем коэффициенте наполнения ковшей ε и расположении их вдоль тягового органа ковшейера с шагом t (m), линейная вместимость ковшей $q_{л} = i/t$ (m^3/m), а линейная масса (kg/m) материала

$$q = i\varepsilon \rho/t.$$

Следовательно, $\Pi_m = 3,6 v \rho i \varepsilon /t$.

При помещении штучных грузов массой m_o (kg) каждый, расположенных с шагом t (m), линейная масса материала

$$q = m_o/t,$$

тогда массовая производительность машины (т/ч) непрерывного действия

$$П_m = 3,6 \nu m_o / t.$$

1.6. Режимы работы машин

Согласно нормам Госгортехнадзора, режим работы грузоподъемной машины характеризуется режимами работы его механизмов. **Режим работы механизма** следует учитывать при расчете его на выносливость, износ и нагрев, а также для подбора двигателя. Этот режим работы зависит от степени использования механизма по времени и характера нагрузки. При каждом цикле работы грузоподъемной машины отдельные ее механизмы работают только часть времени с различной продолжительностью включения.

Полное время цикла работы механизма равно

$$t_{ц} = t_n + t_y + t_m + t_o,$$

где t_n – время пуска; t_y – время работы с установившейся скоростью; t_m – время торможения; t_o – время пауз (остановок).

Использование механизма по времени в период работы грузоподъемной машины определяется относительной **продолжительностью включения** (ПВ, %):

$$ПВ = \frac{t_e}{t_{ц}} \cdot 100\%,$$

где t_e – время работы механизма в течение цикла; $t_{ц}$ – полная длительность цикла.

Режим работы механизма определяется в зависимости от **коэффициентов использования** его по грузоподъемности K_{zp} , годового K_z и суточного K_c использования:

$$K_{zp} = \frac{Q_{cp}}{Q_{ном}}; \quad K_z = \frac{Z_{op}}{365}; \quad K_c = \frac{Z_{чp}}{24},$$

где Q_{cp} – среднее (в течение года) значение массы перемещаемого груза; $Q_{ном}$ – номинальная грузоподъемность; Z_{op} – число дней работы механизма; $Z_{чp}$ – число часов его работы.

Для крановых механизмов с машинным приводом в правилах Госгортехнадзора установлено четыре режима работы: легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ) (табл. 1.1) [10].

Таблица 1.1
Характеристики режимов работы кранов и механизмов

Режимы работы	Коэффициенты использования крана			Работа механизма	
	K_{ep}	K_z	K_c	ПВ, %	P_{ex}
Л	0,25	Нерегулярная редкая работа		15	< 60
С	0,75	0,5	0,33	25	60...120
Т	0,75	1,0	0,66	40	120...240
ВТ	1,0	1,0	1,0	60	240...480

Длительный опыт эксплуатации кранов и развитие теории надежности определили недостаточность предложенного Госгортехнадзором метода регламентации режимов работы. В связи с этим в 1986 г. введена новая классификация по режимам работы кранов (ГОСТ 25546–82) и их механизмов (ГОСТ 25835–83). За основу классификации приняты два показателя: класс использования и класс нагружения.

Класс использования характеризуется числом циклов работы крана или общим временем работы механизма за срок службы крана. **Класс нагружения** характеризуется коэффициентом нагружения, определяемым с учетом спектра нагрузок, действующих в течение срока службы крана.

В зависимости от сочетания классов устанавливается **группа режима работы**. Термин «группа режима работы» отражает ту особенность классификации, что каждой группе режима соответствует несколько сочетаний классов использования и классов нагружения. В табл. 1.2 приведено соответствие режимов работы для кранов и их механизмов согласно ГОСТам и нормам Госгортехнадзора.

Таблица 1.2
Сопоставление режимов работы по нормам Госгортехнадзора с
режимами работы по ГОСТу 25546–82 и ГОСТу 25835–83

Механизмы. Краны	Режим работы по нормам Госгортехнадзора			
	Л	С	Т	ВТ
	Режим работы по ГОСТам			
Механизмы	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
Краны	1К, 2К, 3К	4К, 5К	6К, 7К	8К

1.7. Надёжность и безопасная эксплуатация грузоподъёмных машин

Срок службы машины зависит как от конструкции, так и интенсивности использования машины и её отдельных элементов. Срок службы определяют обоснованным расчётом и правильным выбором материалов элементов машин.

Срок службы задаётся для основных несущих элементов. Имеется оптимальная зона срока службы, в которой суммарные затраты минимальны. Границы этой зоны определяют путём проведения соответствующих технико-экономических расчётов и корректируют путём статистического анализа результатов опыта эксплуатации аналогичного оборудования. В реальных конструкциях даже при эксплуатации в пределах оптимальной зоны избежать отказов невозможно. Интенсивность отказов определяет степень надёжности конструкции. ГОСТом 13556–85 и ГОСТом 22827–85 установлены сроки службы (ресурса) до первого капитального ремонта и срок службы до списания. При этом с увеличением грузоподъёмности кранов сроки службы увеличиваются, т. к. с максимальной грузоподъёмностью и близкой к ней грузоподъёмные машины используются обычно значительно реже, чем со средней и малой.

Грузоподъёмные машины во время работы могут представ-

лять опасность для обслуживающего персонала и лиц, находящихся в зоне их действия. Поэтому вопросам техники безопасности при проектировании и эксплуатации грузоподъемных машин уделяется большое внимание. На всех стадиях создания машины – от проектирования, монтажа и до постоянной эксплуатации – закладываются условия её безопасной работы и обслуживания.

При проектировании и изготовлении грузоподъемных кранов запас прочности в наиболее ответственных деталях, а также правила их безопасной эксплуатации устанавливаются в соответствии с государственным законодательством (с учётом требований ГОСТа 15.001–73 – **Разработка и поставка продукции на производство**) [17,18].

Безопасность при эксплуатации машин определяется соответствующими правилами эксплуатации и подробным инструктажем рабочих и обслуживающего персонала. Государственный технический надзор за грузоподъемными кранами возлагается на комитет по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору (Госгортехнадзор). **Госгортехнадзором** в целях обеспечения единства требований, правил, положений и инструкций по технике безопасности **при эксплуатации** грузоподъемных кранов утверждены единые «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» и «Типовое положение для инженерно-технических работников, осуществляющих надзор на предприятиях и в организациях за содержанием и безопасной эксплуатацией подъемных сооружений». Имеются также типовые инструкции по безопасному ведению работ для машинистов башенных и мостовых кранов [22,23].

Инспектора Госгортехнадзора контролируют как заводы-изготовители грузоподъемных машин, так и предприятия и строительные организации, эксплуатирующие их. Мероприятия по технике безопасности, применяемые на всех стадиях создания этих машин, кроме обеспечения безопасности труда, способствуют лучшему их использованию, уменьшению простоев и повышению производительности.

ГЛАВА 2. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

2.1. Определение и классификация

Грузоподъемные машины являются одним из основных типов подъемно-транспортных машин. Они относятся к классу машин **циклического действия** с возвратно-поступательным движением грузозахватного (грузонесущего) органа. Каждый цикл работы состоит из приёма груза, рабочего хода для его перемещения, отдачи груза и холостого (возвратного) хода для захвата следующего груза, его последующего подъема и перемещения. Помимо подъёма и опускания груза, грузоподъёмная машина может производить также его перемещение в горизонтальной плоскости путём: поворота крана или его стрелы, к которой подвешен груз; изменения вылета стрелы; передвижения крановой тележки или крана в целом. Однако в таких грузоподъемных машинах, как подъёмники (лифты), площадка или кабина, в которой размещаются грузы или пассажиры, движется в жестких направляющих, т. к. они служат для вертикального подъёма или опускания грузов и людей (пассажиров).

Грузоподъемные машины характеризуются следующими основными признаками: наличием подъёмного движения; периодичностью или циклическостью работы; возможностью транспортировки разнообразных (крупных, единичных или, реже, затаренных сыпучих) грузов; возможностью сообщения грузу различных индивидуально управляемых движений по необязательно постоянной пространственной трассе; возможным отсутствием постоянных мест загрузки и выгрузки грузов. Следовательно, **грузоподъёмной машиной** можно назвать машину периодического (циклического) действия, предназначенную для подъёма и перемещения грузов на небольшие расстояния в пределах определённой площади строительной площадки или промышленного предприятия.

Грузоподъемные машины весьма разнообразны по назначению, принципам действия и конструктивному исполнению. В зависимости от назначения их делят на две группы: общего и специального назначения. Грузоподъемные машины **общего назначения** являются в некоторой степени универсальными. Их используют в производственных условиях для выполнения многих видов подъемно-транспортных операций. **Специальные** грузоподъемные машины используют для подъема и перемещения определенных видов грузов либо для выполнения подъемно-транспортных операций при специальных технологических процессах.

Машины первой группы характеризуются относительной простотой устройства и применением простейших грузозахватных устройств. К ним относятся, например, домкраты, лебёдки, полиспасты, тали, консольные краны, шарнирно-балансирные манипуляторы и т. п. Характерные признаки грузоподъемных машин специального назначения: конструктивная сложность, применение специальных грузоподъемных устройств, однотипность (монотонность) выполняемых технологических процессов, напряжённость работы и т. п. К этому классу машин относятся металлургические краны, летающие монтажные краны, грузоподъемные манипуляторы и др.

В зависимости от числа рабочих движений все грузоподъемные машины можно разделить на три вида: сообщающие грузу только одно подъемное движение (лебёдки, полиспасты, подъемники и т. д.); обеспечивающие не более двух-трёх движений (мостовые краны, передвижные тали и т. д.); сообщающие, кроме указанных выше, ещё одно движение – поворотное, вращательное и т. д. (башенные, порталные краны и т. п.).

По основным, наиболее характерным особенностям устройства и принципа действия грузоподъемные машины можно разделить на три группы: 1) простые грузоподъемные устройства, 2) подъемные механизмы и 3) краны (рис. 2.1). К **простым грузоподъемным устройствам** относятся домкраты, полиспасты и лебёдки. К **подъемным механизмам** относятся тали и подъемники (строительно-монтажные, силовые и др.). К **кранам** относятся грузоподъемные машины, обеспечивающие подъем

груза, перемещение его на относительно небольшое расстояние

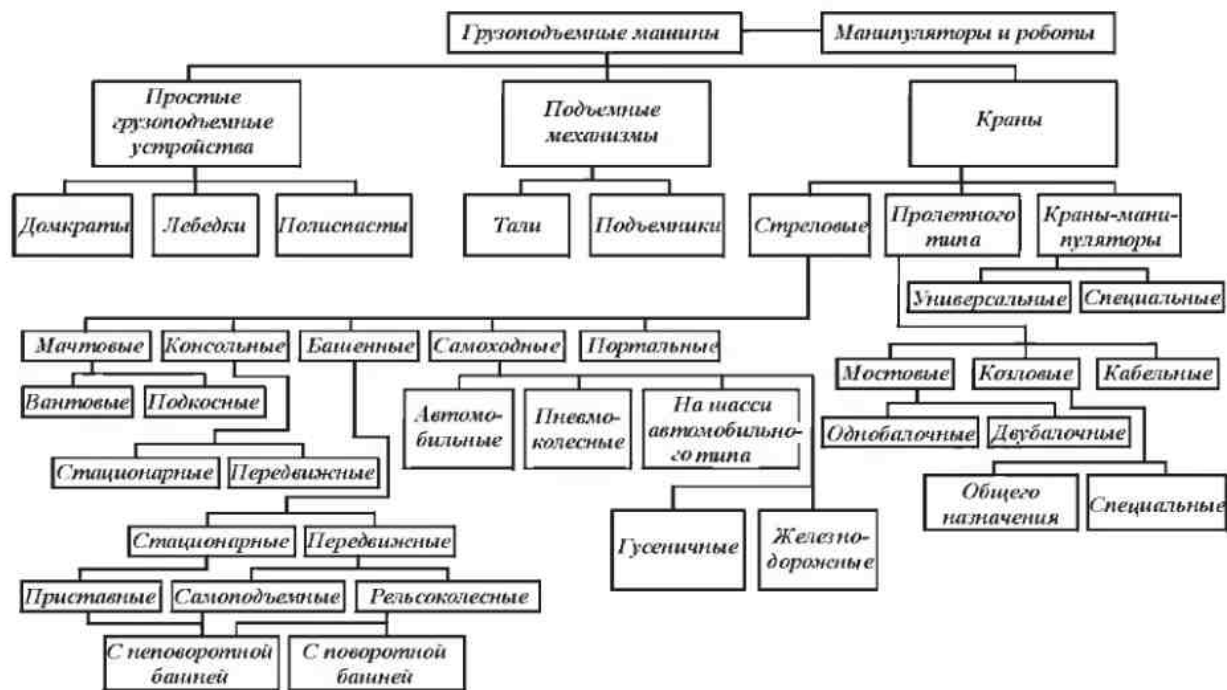


Рис. 2.1. Классификация грузоподъемных машин

и опускание с помощью грузозахватного устройства.

В зависимости от способа перемещения грузоподъемные машины можно классифицировать на стационарные, перевозимые, переносимые и самостоятельно перемещающиеся [8, 21].

2.2. Области применения основных грузоподъемных машин и устройств

Наиболее характерные грузоподъемные машины и устройства (рис. 2.2) применяются при выполнении различных подъемно-транспортных работ:

- **винтовые домкраты** (рис. 2.2, *а*) – при ремонтных, монтажных и других работах;
- **полиспасты** (рис. 2.2, *б*) – для монтажных работ в сочетании с лебедками, а также практически во всех подъемных кранах;
- **ручные лебедки** (рис. 2.2, *в, г*) – в качестве вспомогательного оборудования;
- **настенные поворотные краны (укосины)** (рис. 2.2, *д*) – в сочетании с лебедками как вспомогательное оборудование при выполнении ремонтных и монтажных работ;
- **стационарные консольные поворотные краны** (рис. 2.2, *е*) – в цехах машиностроительных предприятий и депо для выполнения различных вспомогательных подъемно-транспортных работ;
- **передвижные консольные поворотные краны** (рис. 2.2, *ж*) – для обслуживания производственного оборудования, расположенного вблизи подкрановых путей;
- **передвижные электрические тали** (рис. 2.2, *з*) – при выполнении ремонтных, монтажных и погрузочно-разгрузочных работ;
- **автомобильные краны** (рис. 2.2, *и*) – на массовых погрузочно-разгрузочных работах со штучными грузами, при монтаже конструкций и технологического оборудования;

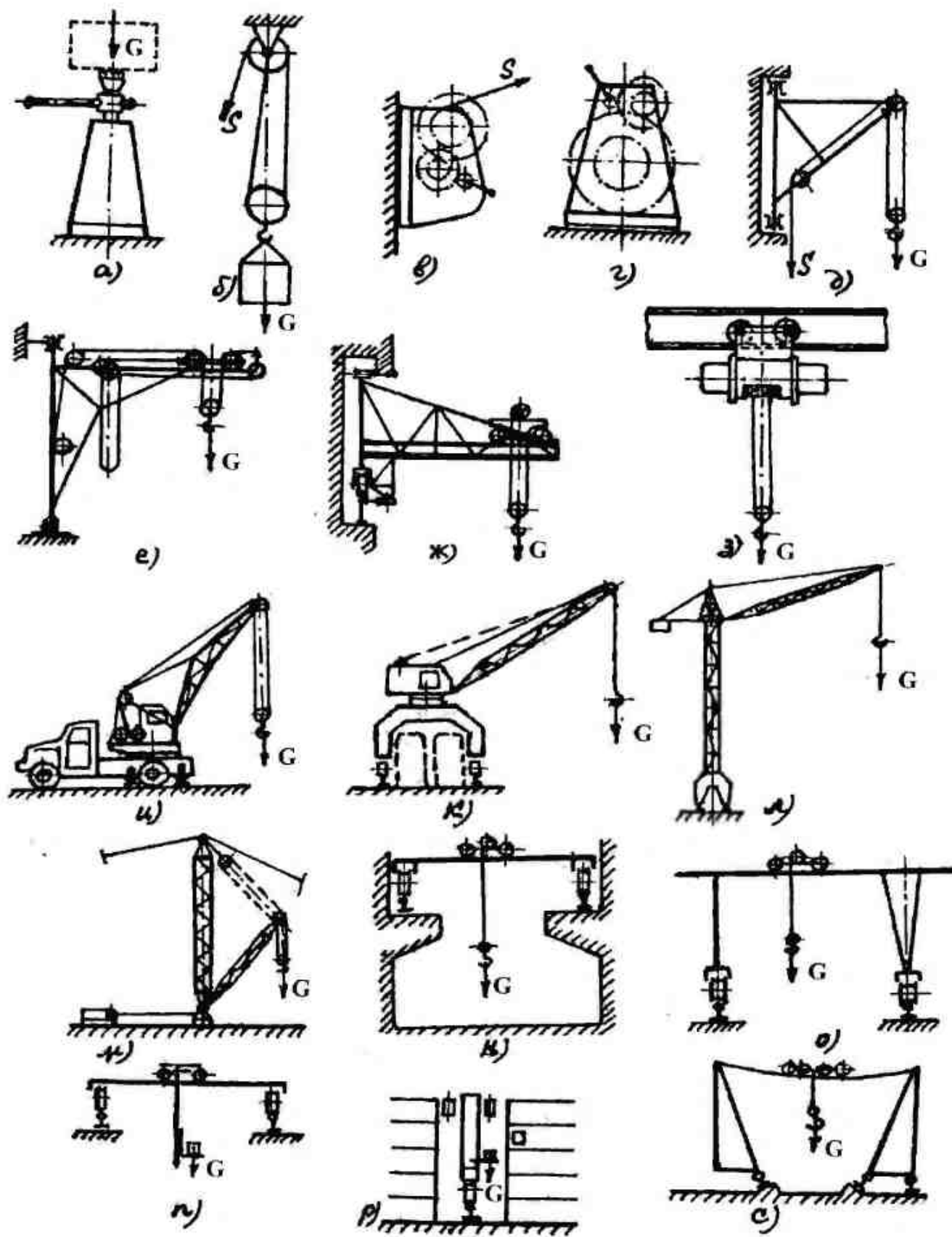


Рис. 2.2. Схемы грузоподъемных машин и устройств:
 а – винтовой домкрат; б – полиспаст; в, г – настенная и напольная лебёдки; д – кран-укосина; е, ж – стационарный и передвижной консольные краны; з – электроталь; и – автокран;
 к, л, м – порталный, башенный и вантово-стреловой краны;
 н, о – мостовой и козловой краны; п, р – мостовой и стеллажный краны-штабелёры; с – кабельный кран

- **портальные краны** (рис. 2.2, *к*) – при перегрузке грузов в портах, на строительном-монтажных работах, заводах и при гидротехническом строительстве;
- **башенные краны** (рис. 2.2, *л*) – в промышленном и гражданском строительстве;
- **вантовые мачтово-стреловые краны** (рис. 2.2, *м*) – для монтажа сборных конструкций и технологического оборудования крупных строительных объектов;
- **мостовые краны** (рис. 2.2, *н*) – в цехах машиностроительных предприятий, депо, на складах и т. п.;
- **козловые краны** (рис. 2.2, *о*) – на строительных и монтажных работах, для обслуживания складов, гидротехнических сооружений и др.;
- **мостовые краны-штабелёры** (рис. 2.2, *п*) – на складах с многоярусным хранением грузов, где они могут работать в автоматическом режиме;
- **стеллажные краны-штабелёры** (рис. 2.2, *р*) – на складах для укладки в стеллажи и выдачи тарно-штучных грузов;
- **кабельные краны** (рис. 2.2, *с*) – для обслуживания открытых складов больших площадей, на лесных и угольных складах, переправах через реки и ущелья.

Как следует из приведённого перечня областей применения грузоподъёмных машин и устройств, большинство из них используется в промышленности, сельскохозяйственном и полиграфическом производствах, строительстве и на транспорте.

2.3. Основные параметры грузоподъёмных машин

Грузоподъёмные машины характеризуются основными параметрами, к которым относятся грузоподъёмность, рабочие скорости и геометрические параметры. Данные параметры должны соответствовать ГОСТам или техническим заданиям на проектирование машин.

Грузоподъёмность Q , т – наибольшая допустимая масса рабочего груза, на подъём которой рассчитан грузоподъёмный

кран при сохранении требуемой устойчивости и прочности деталей. Такая грузоподъёмность называется номинальной (паспортной).

В расчетах на прочность учитывают соответствующий номинальной грузоподъёмности вес груза (H)

$$G_r = Q \cdot g, \quad (2.1)$$

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

Грузоподъёмность выбирается в зависимости от производительности машины с учётом размеров и рода груза. С целью унификации грузоподъёмных машин ГОСТ 1575–81 устанавливает для всех типов машин ряд номинальных грузоподъёмностей (от 0,01 до 1250 т), представляющий геометрическую прогрессию с коэффициентом 1,25 до 100 т и с коэффициентом 1,125 после 100 т. Соответственно грузоподъёмные краны имеют следующую грузоподъёмность: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250 т.

Грузоподъёмность кранового устройства может быть постоянной и переменной. Мостовые и консольные краны, стреловые краны с уравновешенными стрелами имеют постоянную грузоподъёмность. В стреловых кранах общего назначения – пневмоколёсных, автомобильных, железнодорожных и у некоторых типов башенных – грузоподъёмность относится к минимальному вылету. В этих кранах на разных вылетах грузоподъёмность лимитируется устойчивостью машины против опрокидывания во время работы. С увеличением вылета грузоподъёмность уменьшается по кривой, называемой грузовой характеристикой крана. Здесь, помимо переменной грузоподъёмности, параметром машины является допустимый грузовой момент. **Грузовой момент M** , т·м – основной параметр стрелового крана, равный произведению грузоподъёмности Q на вылет стрелы R : $M = Q \cdot R$.

Важными характеристиками грузоподъёмных машин являются рабочие скорости механизмов или частей крана. Выбор

значений скоростей для механизмов зависит от назначения машины, рода и свойств перемещаемого груза. При назначении скоростей учитывают безопасность производства работ, удобство управления, требуемую точность установки груза и другие факторы.

Основными геометрическими параметрами крановых устройств являются: вылет стрелы (крюка); высота подъема груза; размеры колеи и базы; пролет крана; глубина опускания груза; скорости подъема, посадки, изменения вылета, передвижения; частота вращения крана и др.

Вылет стрелы (крюка) R , м – расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части крана до вертикальной оси грузозахватного органа. Различают максимальный R_{max} и минимальный R_{min} вылеты.

Высота подъема груза H , м – расстояние по вертикали от уровня стоянки крана до грузозахватного органа, находящегося в верхнем рабочем положении.

Колея K , м – расстояние между продольными осями, проходящими через середины опорных поверхностей ходового устройства крана. У кранов мостового типа колею называют пролетом L , м, соответствующим расстоянию между осями рельсов кранового пути.

База B , м – расстояние между вертикальными осями передних и задних колёс (балансирных тележек) крана.

Глубина опускания груза h , м – расстояние по вертикали от уровня стоянки крана до грузозахватного органа, находящегося в нижнем рабочем положении.

Скорость подъема (опускания) груза V_n , м/с – скорость максимального вертикального перемещения груза номинальной массы при установившемся режиме движения лебёдки. При наличии многоскоростных лебёдок в характеристике крана указывают все скорости подъема груза.

Скорость посадки V_n , м/с – наименьшая скорость посадки (опускания) груза при установившемся режиме движения лебёдки, необходимая для точной его установки (например, у монтажных кранов.)

Скорость изменения вылета стрелы V_{Σ} , м/мин – средняя скорость горизонтального перемещения рабочего груза при изменении вылета стрелы от наибольшего до наименьшего значения, соответственно скорость передвижения грузовой тележки (каретки) по горизонтальной балочной стреле крана или его мосту.

Скорость передвижения $V_{пер}$, м/мин – рабочая скорость передвижения крана с номинальным грузом в установившемся режиме движения по горизонтальному пути.

Транспортная скорость $V_{т}$, км/ч – скорость передвижения крана в транспортном положении, обеспечиваемая собственным приводом.

Частота вращения крана n , мин⁻¹ – частота вращения поворотной части крана при максимальном вылете стрелы и с номинальным грузом на крюке.

К параметрам грузоподъемной машины относятся общая и конструктивная массы и производительность. **Общая масса** машины отличается от **конструктивной** тем, что здесь учтены массы противовеса (балласта), запасы топлива и воды.

Производительность Π – главный экономический показатель, характеризуемый количеством грузов, перемещенных машиной в единицу времени. Производительность измеряется в т/ч – для штучных грузов и в м³/ч или т/ч – для сыпучих и жидких грузов. Производительность зависит от конструкции крана и его параметров, организации работ на объекте и квалификации машиниста. Производительность крановых устройств может определяться по количеству циклов в час. Для штучных грузов одинаковой массы

$$\Pi_{шт} = z \cdot m_{зп} \quad (2.2)$$

Для штучных грузов различной массы

$$\Pi_{шт} = z_1 \cdot m_{зп1} + z_2 \cdot m_{зп2} + \dots + z_i \cdot m_{зпи},$$

где $m_{зп} \dots m_{зпи}$ – массы грузов, т; $z \dots z_i$ – количество циклов работы крана в час с соответствующими по массе грузами, шт.

$$z = \frac{3600}{T_{ц}}, \quad (2.3)$$

где $T_{ц}$ – время цикла, с.

Рабочий цикл крана $T_{ц}$ – время, затрачиваемое на перемещение груза с момента его строповки до возвращения грузозахватного органа в исходное положение для захвата следующего груза, с.

2.4. Механизмы грузоподъемных машин

2.4.1. Общая характеристика

Грузоподъемные машины состоят из ряда отдельных **механизмов**, число которых зависит от степени универсальности машины. Например, таль имеет только один механизм подъема, мостовой кран с грузовой тележкой – три, а башенный рельсоколёсный кран – четыре механизма: механизмы подъема, передвижения, вращения и изменения вылета стрелы. Базовыми элементами механизма грузоподъемной машины являются: привод, тормозное устройство, передача и рабочий орган.

Привод может быть от двигателя (электрического, внутреннего сгорания, гидравлического) или ручной. **Тормозные устройства** используют как для стопорения рабочего органа, так и регулирования скорости движения перед стопорением. Применяют обычно зубчатые или червячные передачи. **Рабочий орган механизма** – элемент, непосредственно осуществляющий рабочий процесс механизма. В механизмах подъема рабочим органом является барабан, связанный с ним канатный полиспаст и грузозахватное устройство, в механизмах передвижения – ходовое колесо, в механизмах вращения – опорно-поворотное устройство (ОПУ), связывающее неповоротную и поворотную части крана.

2.4.2. Механизм подъема

В любой грузоподъёмной машине **механизм подъёма** груза является **основным**. Независимо от конструктивных форм выполнения механизм подъёма (рис. 2.3, а) состоит из двигателя 1 или приспособления для ручного привода, тормоза 2, зубчатой (червячной или иной) передачи 3 между ведущим валом двигателя и ведомым валом барабана 4 или звёздочки для навивания гибкого элемента 5, неподвижного отклоняющего блока 6, подвижного блока с обоймой 7, а также грузозахватного устройства 8.

В механизмах мостовых и козловых кранов (рис. 2.3 б), в которых барабан подъёмного механизма размещён на перемещающейся вдоль пролётного строения тележке, а полиспаст размещён под ней, на барабан 5 навиваются симметрично и одновременно две сбегаящие с блоков подвижной обоймы ветви каната. Полиспаст является сдвоенным, и для уравнивания натяжения в каждой ветви общий канат их огибает уравнивательный блок 9.

2.4.3. Механизм передвижения

Механизм передвижения включает в себя движитель, т. е. элемент – металлическое или пневматическое колесо, гусеничное звено, – непосредственно взаимодействующий с опорной поверхностью (рельсами, землёй), передачу, двигатель и тормоз. Для привода движителя (рис. 2.3, в) применяют двигатель 1 и несколько зубчатых (реже – цепных) передач 10. В механизме передвижения рельсоколёсного типа ходовые колёса 11 машины перекатываются по рельсам 12 (башенные, козловые, мостовые и другие краны) и перемещают весь кран. В пневмоколёсных и гусеничных кранах движителями являются или пневмоколёса 13 (рис. 2.3, г), движущиеся по местности, связанные между собой дифференциалом 14, или (рис. 2.3, д) ведущие звёздочки 15, перемещающие гусеничные ленты 16, управляемые муфтами 17.

Для перемещения отдельных частей крана (например, каретки крана консольного типа по стреле или тележки крана пролётного типа по мосту) применяют канатные механизмы пере-

движения (рис. 2.3, е). К передвигающейся по рельсам каретке или тележке 18 с противоположных концов её прикреплены концы тягового каната 19, огибающего барабан 4 лебёдки обычного типа так, что одна ветвь каната проходит к нему сверху, а другая – снизу. При вращении барабана одна ветвь сматывается с него, а другая наматывается, что и обеспечивает перемещение каретки (тележки); направление перемещения определяется направлением вращения барабана.

2.4.4. Механизм вращения поворотной части крана

Механизм вращения в кранах выполняют чаще всего зубчатого типа (рис. 2.3, ж). Его устанавливают и закрепляют на поворотной раме крана и выполняют по обычным, ранее рассмотренным схемам с взаимодействием последней шестерни 20 с зубчатым ободом 21 внешнего или внутреннего зацепления опорно-поворотного устройства (ОПУ), закреплённого на неповоротной раме крана. При вращении шестерни 20, обкатывающейся относительно зубчатого обода 21, поворотная часть крана вращается относительно вертикальной оси.

2.4.5. Механизм изменения вылета стрелы

Механизм изменения вылета стрелы выполняют по схемам механизмов подъёма (в кранах с подъёмной стрелой) или передвижения каретки (в кранах с горизонтальной стрелой).

Изменение вылета стрелы в первом случае осуществляется путём изменения наклона стрелы. Реализуется механизм в виде канатного полиспаста, называемого стреловым или стрелоподъёмным (рис. 2.3, з), подвижная обойма 22 которого крепится к головке стрелы при помощи тяг 23, называемых «расчалом», а неподвижная обойма 24 - к остову поворотной части крана: головке башенного крана или двуногой стойке 25 самоходного крана. Сбегающая ветвь 26 каната через обводные канатные блоки навивается на барабан лебёдки, конструктивно не отличающейся от подъёмной.

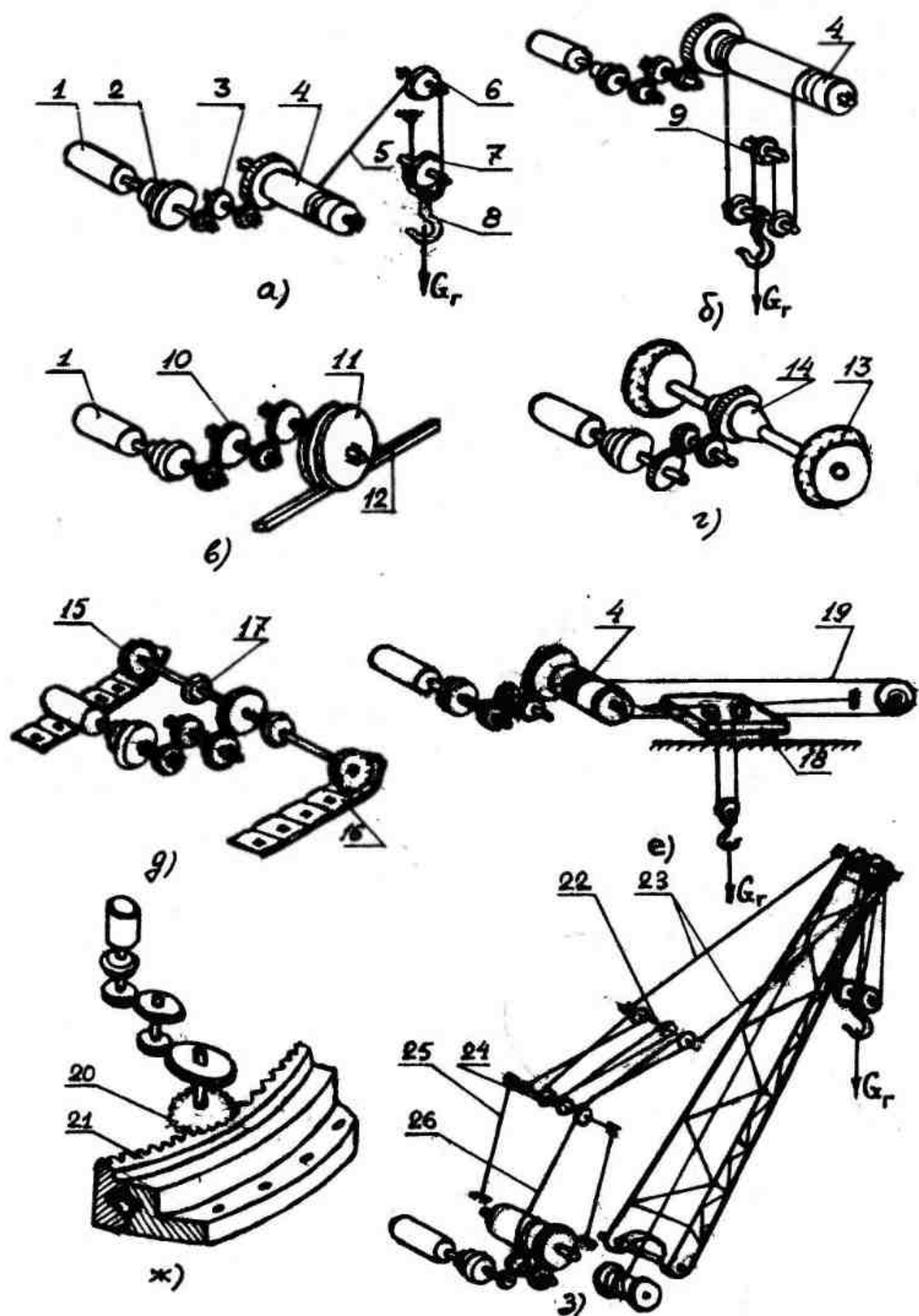


Рис. 2.3. Крановые механизмы

Из данного анализа конструктивного устройства механизмов следует, что каждый из применяемых в грузоподъемных машинах механизмов, независимо от его назначения, состоит из четырех элементов: рабочего органа, трансмиссии, привода и тормоза и работает в повторно-кратковременном режиме. Поэтому, несмотря на различное конструктивное оформление и различные функции в грузоподъемной машине, все механизмы имеют много общего между собой как по принципиальным кинематическим схемам, так и методике их расчета.

2.5. Гибкие подъёмные и тяговые элементы

В грузоподъемных машинах в качестве гибких элементов применяют **канаты** и **цепи**. Их используют для подвешивания и подтягивания грузов, перемещения грузовых тележек, а также в качестве чалочных приспособлений.

2.5.1. Канаты

В грузоподъемных машинах наибольшее применение в качестве гибких элементов получили **стальные проволочные канаты**. Пеньковые, капроновые и другие неметаллические канаты используют только для обвязывания груза с целью прикрепления его к крюку механизма подъема крана.

Стальные канаты по сравнению с цепями обладают следующими преимуществами: относительно меньшей погонной массой (для больших высот подъема это преимущество даёт заметный выигрыш); гибкостью во всех направлениях, что позволяет создавать пространственные схемы запасовки канатов; большой надёжностью в работе; бесшумностью и безударностью работы. Надёжность каната обеспечивается весьма эффективным способом контроля его прочности по числу оборвавшихся в результате износа проволок: если количество обрывов на длине шага свивки превысит установленную норму, то канат подлежит замене. Канаты изготавливают из высокоуглеродистой стальной светлой или оцинкованной проволоки (ГОСТ 7372–79) повышенной прочности марок В, I и II диамет-

ром 0,2...3 мм. Проволока проходит термохимическую и механическую обработку, в частности – протягивание через калиброванные фильеры (отверстия), в результате чего механическая характеристика материала повышается. Так, предел прочности достигает $\sigma_B = 1500...2400$ МПа, что в 3...5 раз выше прочности сталей подобных марок, не подвергаемых такой обработке.

В грузоподъемных машинах применяют, в основном, проволочные канаты двойной свивки (рис 2.4, а). Проволоки свиваются в пряди, а пряди навивают на органический или металлический сердечник. Количество проволок и прядей в канате может быть разным. Наиболее ходовыми являются канаты 6х19 и 6х37 (6- прядные по 19 и 37 проволок в пряди соответственно).

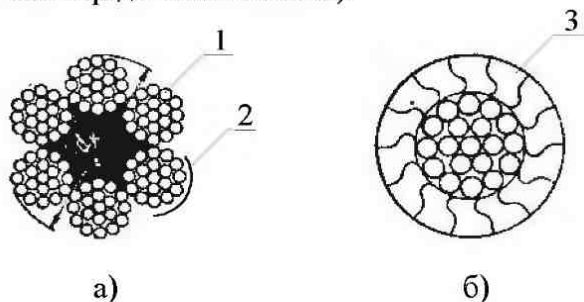


Рис. 2.4. Сечения стальных проволочных канатов:
а – канат двойной свивки; б – спиральный закрытый;
1 – проволока; 2 – прядь; 3 – проволоки фасонного профиля

Органический сердечник (пенька, асбест) служит, кроме придания гибкости, ещё и аккумулятором смазки. Диаметр описанной около прядей окружности принято считать диаметром каната d_k . В грузоподъемных машинах применяют канаты с $d_k = 4...65$ мм.

По направлению свивки прядей канаты изготавливают правого и левого направления. При правом направлении пряди идут слева – вверх – направо, а при левом – наоборот (справа – вверх – налево). По направлению свивки проволок в прядях канаты выпускают односторонней (рис. 2.5, а) и крестовой (рис. 2.5, б)

свивки. В канатах **односторонней свивки** проволоки и пряди свиваются в одну сторону и имеют линейный контакт (ЛК), канаты **крестовой свивки** – в разные стороны и имеют точечный контакт (ТК). Проволоки, из которых свивают канат, могут быть одинакового или разного диаметра. Канаты с линейным касанием имеют лучшее заполнение сечения, они более гибкие и износостойкие, чем канаты типа ТК. Однако вследствие односторонней свивки проволок в пряди и прядей в канате они раскручиваются под нагрузкой и рекомендуются при подвешивании груза только на нескольких ветвях.



Рис. 2.5. Канаты с различными направлениями свивки проволок и прядей:

а – канат односторонней свивки; *б* – крестовой свивки

Канаты крестовой свивки более жестки, и их работа сопровождается при перегибах повышенным износом.

Для кабельных кранов (и канатных дорог) изготавливают специальные спиральные канаты закрытой конструкции с большой поперечной жесткостью (ездовые или несущие канаты), являющиеся рельсом, по которому перемещаются колёса тележки (рис. 2.4, *б*). Проволоки наружного слоя этих канатов имеют фасонный профиль и плотно прилегают друг к другу. Благодаря закрытой конструкции значительно увеличивается стойкость каната против его истирания и износа.

В процессе работы (нагружения) каната в его проволоках возникают напряжения: растяжения – от усилия натяжения, изгибы – от перегиба на барабане (блоке), сжатия – от сплющивания при изгибе, кручения – при свивке и смятия – в местах контакта между собой и с поверхностью барабана или блока. Установить математическую зависимость между всеми факторами, влияющими на напряжённое состояние проволок в канате, затруднительно. Многочисленные исследования канатов позволи-

ли выявить основные факторы, определяющие предел выносливости проволоки по предельному числу перегибов каната. Этими факторами являются максимальное натяжение каната и деформация изгиба, зависящая от отношения диаметра блока или барабана D_6 к диаметру каната d_k . В зависимости от этих факторов установлены нормы Госгортехнадзора для подбора канатов. По этим нормам размер каната выбирается из соотношения

$$S_{\max} \cdot k \leq S_p,$$

где S_{\max} – максимальное рабочее усилие ветви каната; k – коэффициент запаса прочности, выбираемый по табл. 2.1; S_p – разрывное усилие каната, по которому в каталоге подбирают диаметр каната [18, 28].

Таблица 2.1

Запасы прочности грузоподъёмных элементов

Тип привода	Режим работы	Коэффициенты	
		k	c
Ручной	--	4	18
Машинный	Л	5	20
Машинный	С	5.5	25
Машинный	Т	6	30
Машинный	ВТ	6	35

Для обеспечения долговечности выбранного каната по правилам Госгортехнадзора определяют минимально допустимый диаметр блока или барабана, ограничивающий напряжение изгиба каната:

$$D_6 \geq e d_k,$$

где e – коэффициент запаса, который принимают в зависимости от типа привода и режима работы по табл. 2.1.

2.5.2. Цепи

Цепи применяют в качестве подъёмных элементов не так широко, как канаты. По конструкции и способу изготовления цепи делят на сварные и пластинчатые. Сварная цепь состоит

из овальных, взаимно перпендикулярных звеньев (рис. 2.6, а), что обеспечивает большую гибкость во всех направлениях и позволяет принимать тяговые цепные колеса, звездочки или барабаны малых диаметров $D_{\sigma} = (20...30)d_k$. Цепи изготавливают из стальных прутков марок Ст.2, Ст.3 и сталь 10. **Пластинчатая цепь** (рис.2.6, б) состоит из пластин, соединенных валиками. Число пластин в одном звене зависит от разрушающей нагрузки и может быть от 2 до 12. Соединение звеньев в пластинчатой цепи – шарнирное. Элементы цепи (пластины и валики) изготавливают из углеродистых сталей марок 40, 45 и 50 и подвергают термообработке. Пластинчатые цепи не допускают изгиба в поперечном направлении.

При натяжении цепи в её звеньях возникают напряжения растяжения и изгиба. Существующие методы расчёта напряжений в её звеньях не дают достаточно точных результатов, поэтому цепи подбирают по формуле

$$S_{\max} K_{ц} \leq S_p,$$

где S_{\max} – максимальное рабочее усилие на цепь; $K_{ц}$ – коэффициент запаса прочности ($K_{ц} = 3...5$ при ручном приводе; $K_{ц} = 6...8$ – при машинном приводе); S_p – разрушающая нагрузка цепи, которая приводится в каталогах [18, 28].

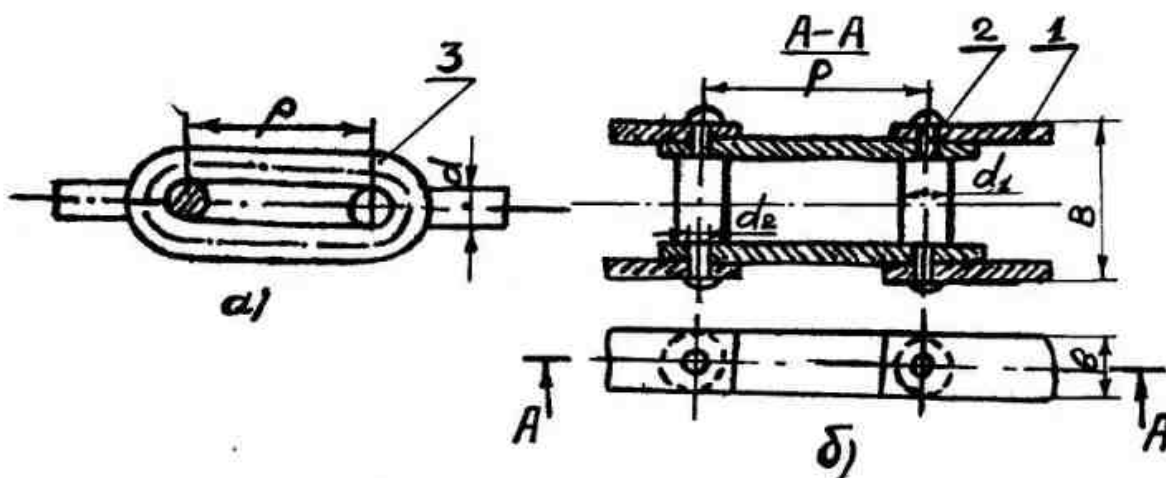


Рис. 2.6. Схемы грузовых цепей:

а – сварная круглозвенная; б – пластинчатая;

1 – пластина; 2 – валик; 3 – звено

Все цепи на заводе-изготовителе подвергаются испытанию

под пробной нагрузкой, равной 50 % от разрушающей. Пластинчатые цепи изготавливают из целого металла, поэтому они более надёжны, чем сварные. Деформация этих цепей под нагрузкой значительно меньше, чем у сварных. Движение пластинчатой цепи происходит более плавно, однако она обладает повышенной чувствительностью к инерционным нагрузкам. Поэтому скорость такой цепи не должна превышать 0,25 м/с, в то время как скорость сварной цепи допускается до 1 м/с. Пластинчатые цепи не могут навиваться на барабаны и применяются только со звездочками. Для обеспечения нормальной работы сварной или пластинчатой цепи в полном зацеплении должны находиться одновременно не менее двух зубьев звездочки.

2.6. Блоки, звездочки, барабаны

Блоки, звездочки и барабаны являются рабочими органами грузоподъёмных машин, воспринимающими усилия от тяговых элементов.

2.6.1. Блоки и звездочки

Блоки и звездочки служат для изменения направления движения тягового элемента. **Блоки** изготавливают из чугуна, реже – стали (при больших нагрузках) (рис. 2.6, а) В отдельных случаях применяют **канатоведущие блоки** для передачи вращающего момента от вала к тяговому элементу или наоборот.

Диаметры блоков должны соответствовать отношению D_6/d_k , принятому при расчете каната на прочность. Профиль ручья блока делается трапециевидным для возможности бокового отклонения каната. Глубина ручья $h = (1,5 \dots 2)d_k$, его ширина $b = (1,6 \dots 3)d_k$, радиус его дна $r = (0,6 \dots 0,7)d_k$. Применение стальных блоков приводит к снижению долговечности каната. Долговечность каната повышается при футеровке ручья блока капроном или другим аналогичным материалом. Для облегчения блоки могут выполняться сварными из штампованных профи-

лей. Их монтируют на неподвижных осях и закрепляют от осевого перемещения и вращения стопорными планками. Ось блоков рассчитывают как двух- или многоопорную балку, нагруженную усилием от натяжения ветвей каната F .

Звездочкой называется зубчатое колесо, предназначенное для зацепления с цепью. Звездочка для пластинчатой цепи показана на рис. 2.7, б. Профили зубьев её строят по ГОСТу 592–75. Диаметр звездочки зависит от шага цепи p и числа зубьев z :

$$D_{зе} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)}, \text{ мм.}$$

Для пластинчатых цепей принимают минимальное число зубьев $z_{\min} = 6 \dots 8$, однако следует принимать по возможности наибольшее число зубьев, т. к. это способствует плавности движения и ослабляет удары звеньев о зубья. Звездочки изготавливают штамповкой, литьем. При этом могут применяться марки сталей Ст5, Ст6, 45Г, 35Л и др. Поверхность зубьев подвергают закалке.

По виду тягового элемента барабаны делятся на **канатные** и **цепные**. Последние применяют сравнительно редко, главным образом в ручных поворотных кранах грузоподъемностью до 5 т. Форма барабана – цилиндрическая. **Канатный барабан** (рис. 2.8) состоит из трубчатой (полый) части 1, которая при помощи спиц (или дисков) 2 и ступиц 3 опирается на вал. Барабаны имеют две ступицы, но, будучи короткими, могут быть и одноступичными. Обскайка барабана в ответственных случаях снабжается по торцам буртиками 4, предохраняющими канат от соскакивания.

2.6.2. Барабаны

Канатные барабаны служат для многослойной и однослойной навивки каната. Барабан для многослойной навивки применяют при больших длинах навиваемого каната.

Поверхность барабана, на которую укладывается канат,

может быть гладкой или нарезанной. Профиль нарезки показан на рис. 2.8, сеч. I. Нарезка обеспечивает правильное укладывание витков каната на барабан, уменьшает контактные напряжения в зоне прикосновения проволок каната с поверхностью барабана.

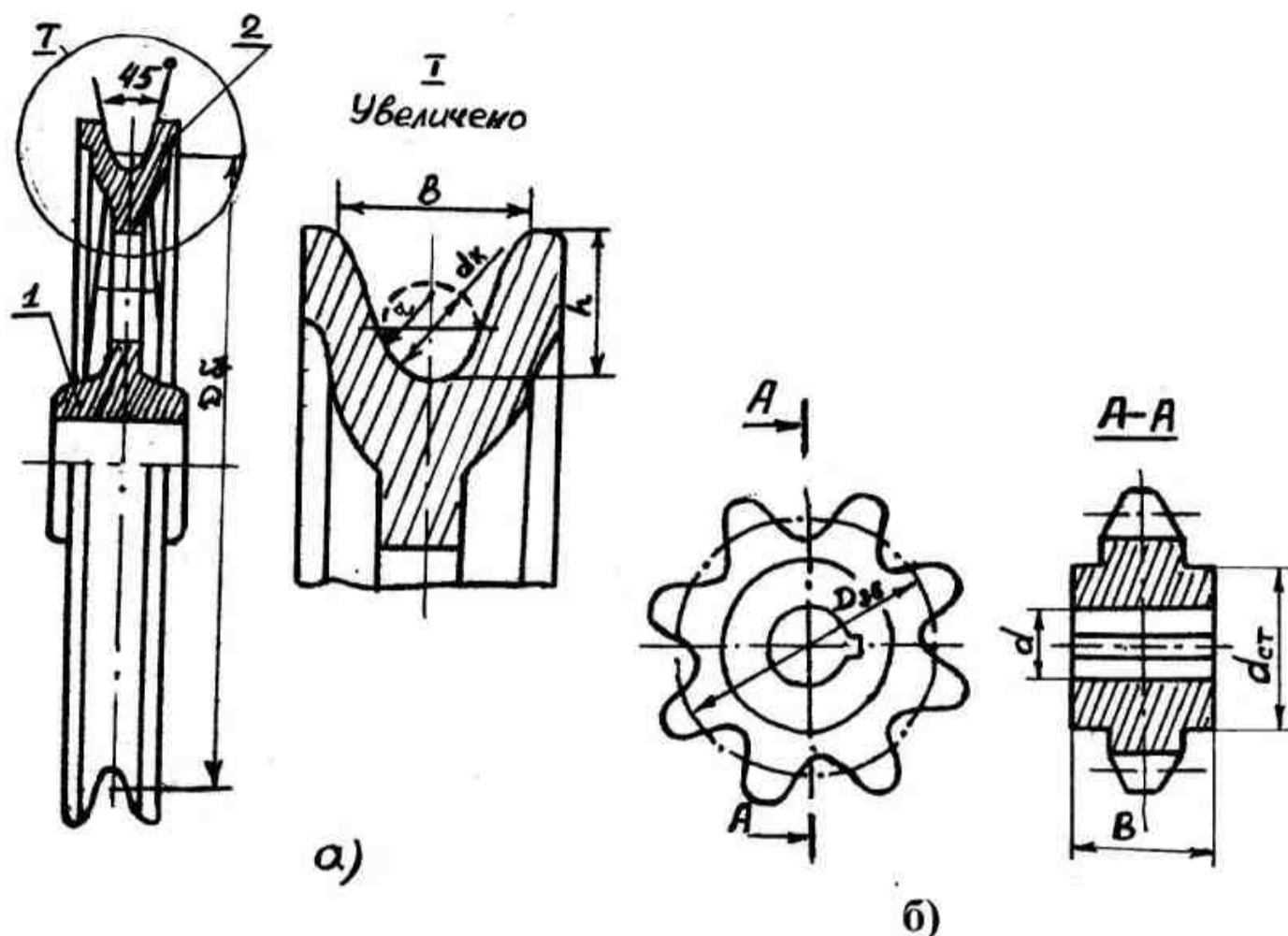


Рис. 2.7. Канатный блок (а) и звёздочка (б):
1 – ступица; 2 – обод

Гладкие барабаны применяются лишь для интенсивно и редко работающих машин, а также при многослойной навивке каната. Обычно радиус канавки $R = 0,54 d_k$, а шаг (мм) нарезки $p = d_k + (2...3)$. Барабаны, на которые наматывается одна ветвь каната, имеют одну винтовую нарезку, а барабаны, на которые наматываются две ветви, – две противоположные винтовые нарезки. Диаметр барабана выбирают в зависимости от диаметра каната:

$$D_{\text{б}} \leq e d_k,$$

где $e = 12...40$ – коэффициент пропорциональности.

От величины коэффициента e в значительной степени зависит долговечность каната, т. к. с уменьшением D_{σ} возрастают напряжения изгиба в канате. Диаметр барабана для круглозвенных сварных цепей вычисляется по вышеприведенной формуле, при этом $e = 20$.

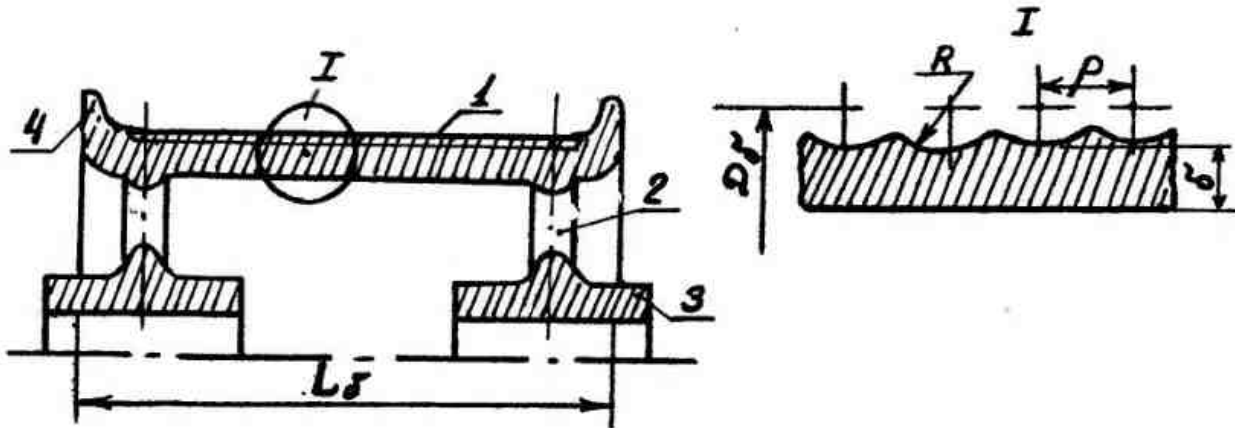


Рис. 2.8. Канатный барабан:

1 – полый цилиндр; 2 – диск; 3 – ступица; 4 – буртик

Длина барабана определяется длиной каната, который необходимо намотать на барабан (канатоёмкость барабана):

$$L_{\sigma} = \left[\frac{l_k}{\pi D_{\sigma}} + (1,5...2) \right] \cdot p + l_o,$$

где l_k – рабочая длина каната, наматываемого на барабан; $(1,5...2)$ – запасное число витков каната на барабане (по нормам Госгортехнадзора); l_o – длина ненарезанной части барабана ($l_o = 0...500$ мм).

Барабаны бывают литые из чугуна или стали и сварные – из стали. Толщина стенки (мм) литого барабана $\delta = 0,02 D_{\sigma} + 6...10$, сварного – $\delta = 0,01 D_{\sigma} + 3$. Минимальная толщина стенки $\delta_{\min} = 10...12$ мм. Размер ступиц определяется размерами вала и шпоночными соединениями.

Расчёт барабана на прочность заключается в определении толщины его стенки. Трубчатая часть барабана (двуступичного) может быть представлена как балка на двух опорах с подвижной

нагрузкой, равной максимальному натяжению наматываемого каната F_{\max} . Следовательно, стенки барабана подвергаются деформации изгиба, кручения и сжатия:

$$\sigma_{сж} = \frac{F}{\delta \cdot p} \leq [\sigma_{сж}],$$

где F – рабочее натяжение каната; δ – минимальная толщина стенки барабана; p – шаг винтовой нарезки на барабане; $[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение сжатия. Для чугунных барабанов $[\sigma_{сж}] = 70 \dots 80$ МПа, для стальных – $[\sigma_{сж}] = 120$ МПа.

При учете изгиба и кручения стенок барабана эквивалентное нормальное напряжение:

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_{\delta}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

где $[\sigma] = 40 \dots 50$ МПа для чугунных барабанов, $[\sigma] = 100$ МПа – для стальных.

Крепление каната к барабану является очень важным соединением, от надежности которого зависит безопасность работы. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Канат к барабану крепят с помощью винта с накладкой (рис. 2.9, а); клина, закладываемого в канал барабана (рис. 2.9, б); накладной планки, прижимающей канат к барабану (рис. 2.9, в). Крепление должно быть рассчитано на невозможность вытягивания каната. При этом учитывается, что запасные 1,5...2 витка ослабляют натяжение каната.

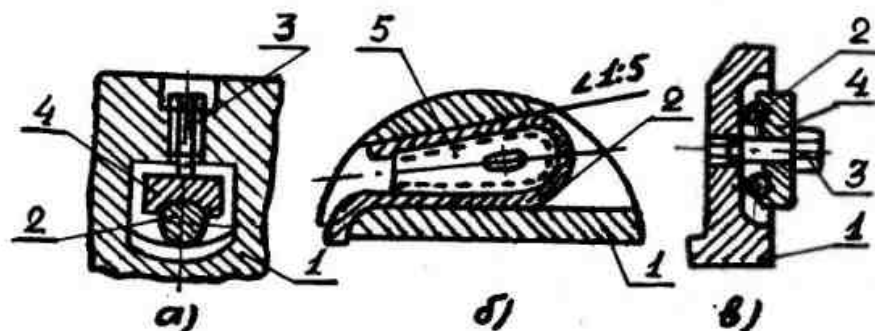


Рис. 2.9. Способы крепления конца каната к барабану:
 а – с помощью винта с накладкой; б – то же, клин;
 в – то же, накладной планки; 1 – барабан; 2 – канат;
 3 – винт; 4 – накладка; 5 – клин

2.7. Грузозахватные устройства

2.7.1. Назначение и классификация

Для захватывания перемещаемых грузов применяют **грузозахватные устройства**, к которым относятся: крюки, петли, электромагниты, грейферы, а также специальные захваты для штучных грузов. Эти приспособления являются связующим звеном между рабочим органом грузоподъемной машины и перемещаемым грузом. Производительность грузоподъемных машин тем выше, чем совершеннее конструкция грузозахватов и более автоматизирована их работа. Наибольшая производительность достигается при захвате максимально допустимого груза и затрате минимального времени. На захватывание груза затрачивается иногда до 60 % всего времени цикла [4].

Грузозахватные устройства изготавливают только специализированные заводы, имеющие разрешение Госгортехнадзора. К этим приспособлениям предъявляют следующие требования: соответствие грузу и условиям работы; прочность и надёжность в соответствии с правилами техники безопасности; максимальную автоматизацию; сохранность груза; минимальную массу; небольшие размеры и высоту; удобство эксплуатации.

В зависимости от категории груза грузозахваты разделяются на две группы: 1) для штучных грузов (крюки, петли, скобы, стропы, захваты, электромагниты); 2) для сыпучих грузов (ковши, грейферы, бадьи). По способу действия и управления их работой грузозахваты можно классифицировать по виду подвеса, способам управления и др. (рис. 2.10).

2.7.2. Грузовые крюки, подвески и петли

Для подъема груза краны снабжаются **крюком**, который посредством подвески присоединяется к концу гибкого элемента (при кратности полиспаста $U_n = 1$) или к нижней обойме полиспаста. На крюк навешиваются стропы, служащие для обвязки груза, площадки с уложенным на них грузом, а также специ-

альные грузозахватные устройства.



Рис. 2.10. Классификация грузозахватных устройств

Крюки изготавливаются коваными и штампованными из вязкой стали 20 и делаются **однорогими** и **двурогими**. Размеры крюков стандартизованы и приведены в соответствующих ГОСТах (ГОСТ 6619–75, ГОСТ 6627–74, ГОСТ 6628–73). Грузоподъемность однорогих крюков $Q = 0,25 \dots 20$ т, а двурогих – $Q = 5 \dots 75$ т и выше. Форма крюка выбрана с таким расчётом, чтобы обеспечить минимальные размеры при достаточной прочности, одинаковой во всех сечениях. Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба – треугольная при $Q < 10$ т и трапециевидная – при $Q > 10$ т. С помощью этой резьбы крюк закрепляется в траверсе крюковой подвески.

Выбор и расчет крюка на требуемую грузоподъемность выполняют двумя методами: 1) по заданной грузоподъемности,

указанной в таблицах ГОСТ, выбирают крюк; 2) крюки, отличающиеся по своим размерам или форме от стандартных (т. е. конструируемые и изготавливаемые на месте), обязательно рассчитывают на прочность.

При конструировании **однорогого крюка** (рис. 2.11) его рассчитывают как брус большой кривизны. Стержень крюка рассчитывают на растяжение в сечении нарезанной части хвостовика (сеч. В–В):

$$\sigma_{\delta} = \frac{4G_{\Gamma}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

где G_{Γ} – сила тяжести поднимаемого груза; d_1 – внутренний диаметр резьбы; $[\sigma]_p = 100$ МПа – допускаемое напряжение на растяжение для стали 20. Криволинейная часть крюка находится в сложном напряжённом состоянии.

В этой изогнутой части крюка наибольшие напряжения возникают в сечении А–А, поскольку у этого сечения наибольшее плечо и, следовательно, наибольший изгибающий момент.

Напряжения тем меньше, чем меньше зев крюка, однако он не должен быть менее двух диаметров канатов или сварной цепи, с помощью которых подвешивается груз. Наиболее рациональна трапециевидная форма поперечного сечения крюка, причём большая сторона трапеции лежит на внутреннем радиусе очертания крюка.

Хвостовик крюка входит в отверстие траверсы крюковой подвески, где надёжно закрепляется. Различают два типа подвесок: нормальные (рис. 2.12, а) и укороченные (рис. 2.12, б).

Приложив в центре тяжести сечения две равные, противоположно направленные силы G_{Γ} , можно привести нагрузку к силе G_{Γ} и моменту $M_{\text{и}} = -G_{\Gamma} \cdot r$, где $r = a/2 + e_1$; e_1 – расстояние от центра тяжести сечения до большего основания трапеции b_1

$$e_1 = \frac{2e_2 + e_1}{e_1 + e_2} \cdot \frac{h}{2}.$$

Изгибающий момент отрицательный, т. к. он уменьшает кривизну бруса. Согласно теории изгиба бруса большой кривиз-

ны, напряжение в наиболее нагруженной точке a_1 будет

$$\sigma_{a1} = \sigma_p + \sigma_u = \frac{G_z}{F} + \frac{M}{S} \cdot \frac{e_1 - z_0}{0,5},$$

где $S = Fz_0$ – статический момент площади F сечения крюка; $z_0 = r - r_0$ – расстояние от центра тяжести сечения до нейтральной оси.

Для трапецевидного сечения радиус кривизны нейтрального слоя r_0 определяется по формуле

$$r_0 = \frac{0,5(e_1 + e_2) \cdot h}{\left[e_1 + \frac{r}{h}(e_1 - e_2) \right] \ln \frac{a+2h}{a} - (e_1 - e_2)}$$

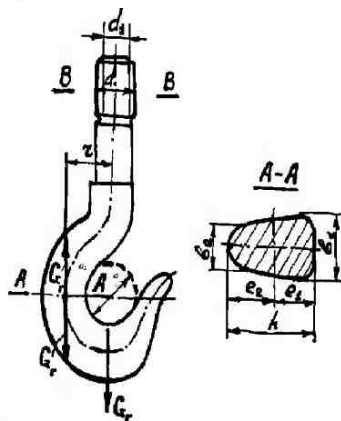


Рис. 2.11. Расчётная схема однорогого крюка

В **нормальных подвесках** траверса, на которой укреплен крюк, соединяется с осью канатных блоков щеками. В **укороченных подвесках** блоки размещаются на цапфах траверсы. Эти подвески позволяют поднимать груз на большую высоту, чем нормальные подвески, но могут быть применены только при четной кратности полиспаста. В этом случае крюк должен иметь удлиненный стержень. Траверса обеспечивает поворот крюка вокруг вер-

тикальной оси без закручивания тягового элемента, а также позволяет крюку отклоняться от вертикального положения путём поворота вокруг горизонтальной оси траверсы.

Большие крюки для упрощения изготовления выполняются из ряда пластин, скреплённых между собой. Такие крюки называются пластинчатыми. Однорогие пластинчатые крюки имеют грузоподъемность $Q = 37,5 \dots 175$ т, а двурогие – $Q = 100 \dots 350$ т.

Собственная сила тяжести крюковой подвески должна обеспечить возможность спуска порожнего крюка и устранить чрезмерную слабину каната, которая может привести к сходу каната с канавки блоков подвески и барабана. Сила тяжести подвесок составляет 2...3 % от грузоподъемности крана.

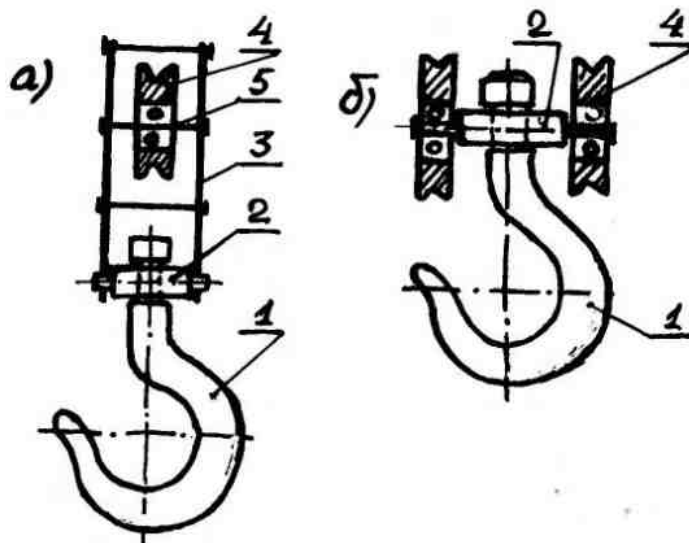


Рис. 2.12. Крюковые подвески:

a – нормальная; *б* – укороченная; 1 – крюк; 2 – траверса;
3 – щека; 4 – блок канатный; 5 – ось блока

В грузоподъемных машинах применяют цельнокованные (рис. 2.13, *a*) и составные (рис. 2.13, *б*) **грузовые петли**. Форма и размер петель не стандартизованы, и поэтому требуется обязательное проведение расчета их прочности. Боковые тяги составной петли ограничены шарнирами и, следовательно, воспринимают только растягивающую нагрузку:

$$D = \frac{G_a}{2 \cos(\alpha/2)}$$

Поперечина петли изгибается моментом, который в среднем расчётном сечении будет $i_1 = \frac{G_a \cdot l}{4} + P_1 \cdot e$.

Суммарное напряжение в поперечине:

$$\sigma = \frac{M_1}{W} + \frac{P_1}{F} \leq [\sigma]_{из}$$

где W и F – соответственно момент сопротивления и площадь поперечного сечения поперечины; $[\sigma]_{из}$ – допускаемое напряжение на изгиб, $[\sigma]_{из} = 80$ МПа.

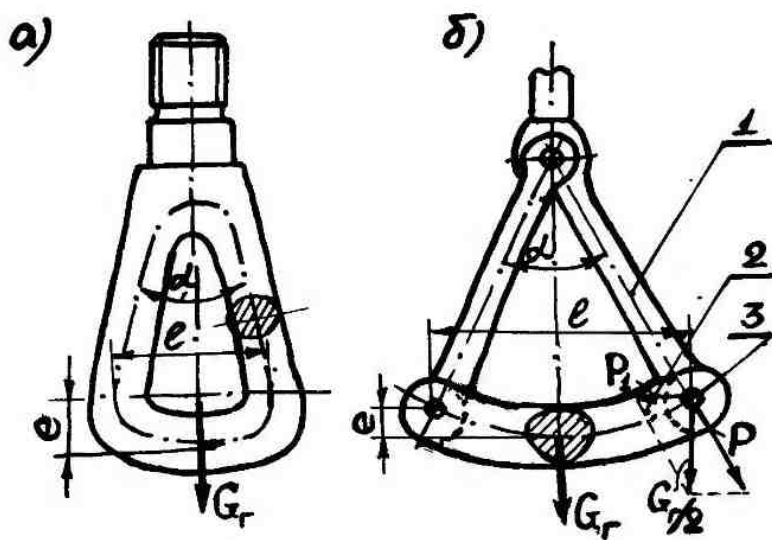


Рис. 2.13. Грузовые петли:
 а – цельнокованая; б – составная; 1 – боковая тяга;
 2 – поперечина; 3 – шарнир

ГЛАВА 3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЁТА ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МАШИН

3.1. Основные положения расчёта грузоподъемных машин. Нагрузки, действующие на машины

Основные положения расчёта грузоподъемных кранов определены руководящим техническим материалом (РТМ 24. 090. 26...77), в котором даны характеристики предельных состояний, нагрузок, видов и методов расчёта грузоподъемных кранов и приводится перечень РТМ на методы и нормы расчётов отдельных кранов, их механизмов и элементов [18].

Предельными являются состояния кранов или его элементов, обусловленные требованиями безопасности или недопущением снижения работоспособности, при которых невозможна или технически нецелесообразна их эксплуатация.

Различают нормативные, случайные и эквивалентные нагрузки. *Нормативные нагрузки* характеризуются значениями, устанавливаемыми на основании характеристик крана, его элементов и приводов механизмов, предполагаемых условий эксплуатации крана. *Случайные нагрузки* представляют собой отклонения от нормативных нагрузок. *Эквивалентной* является нагрузка при стационарном режиме, вызывающая такое же повреждение объекта в течение рассматриваемого срока службы, как и фактически действующая нагрузка при нестационарном режиме.

В расчётах кранов должны учитываться следующие основные нагрузки: **весовые** (вес крана, вес груза); нагрузки **ветровые**, от снега и обледенения, от изменения температуры окружающей среды; **динамические нагрузки**. При необходимости учитывают также нагрузки сейсмические, транспортные, монтажные и другие согласно требованиям соответствующих ГОСТов и РТМ.

Вес G_r поднимаемого груза является функцией его массы, максимальные значения которой соответствуют номинальной

грузоподъёмности крана для данного вылета крюка: $G_T = Qg$ [см. (2.1)].

Для просчётных расчётов массу крана и его отдельных элементов принимают по аналогии с уже выполненными конструкциями по техническим характеристикам машин или по приближенным формулам. Например, вес G_k башенного крана с подъёмной стрелой, кН:

$$G_e = 0,31G_a L^3 \sqrt{\frac{h}{G_a}}, \quad (3.1)$$

где L – вылет крюка, м; h – максимальная высота подъёма груза, м.

Ветровая нагрузка действует на металлоконструкции и груз кранов, работающих на открытом воздухе. Её определяют как сумму статической и динамической составляющих. Ветровую нагрузку на груз рассчитывают при нахождении его в крайнем верхнем положении (следует принимать не менее 500 Н согласно ГОСТу 1451–77). Различают ветровую нагрузку рабочего состояния, при действии которой грузоподъёмная машина работает нормально, и ветровую нагрузку нерабочего состояния. Ветровая нагрузка рабочего состояния должна быть учтена при расчётах металлоконструкций, механизмов, тормозов, мощности двигателей, устойчивости стреловых кранов.

Грузоподъёмные машины не работают при ветровой нагрузке нерабочего состояния. На эту нагрузку рассчитывают металлоконструкции, механизмы передвижения, вращения, изменения вылета стрелы, собственную устойчивость крана против опрокидывания и противоугольные устройства кранов.

Динамические нагрузки возникают в кранах в период неустановившегося движения (пуска и торможения) и являются вредными, перегружающими элементы крана и приводы. Различают динамические нагрузки от сил инерции движения масс и нагрузки колебательного характера, возникающие вследствие упругости элементов машины.

3.1.1. Расчетные нагрузки

Расчеты грузоподъемных машин должны соответствовать требованиям правил Госгортехнадзора и ГОСТам. При расчете механизмов и их элементов необходимо учитывать все возникающие в процессе работы нагрузки, возможное совпадение действия этих нагрузок, определять наиболее опасные их сочетания и по ним проводить расчет на прочность и выносливость. Для грузоподъемных машин возможные основные комбинации нагрузок подразделены на три расчетных случая [3, 5].

Случай 1 – нормальная нагрузка рабочего состояния, учитываемая при нормальных условиях использования механизма:

$$P_1 = Q_{ном} + G_m + P_{\partial} + P_v, \quad (3.2)$$

где $Q_{ном}$ – номинальная грузоподъемность; G_m – масса металлоконструкции; P_{∂} – динамические нагрузки; P_v – нагрузка от ветра; $P_v = 50 \text{ Н/м}^2$.

Для данного случая металлоконструкции и детали механизмов рассчитывают на выносливость относительно предела выносливости, на износ и долговечность.

Случай 2 – максимальная рабочая нагрузка P_2 :

$$P_2 = Q_{ном} + G_m + P_{\partial max} + P_{v пр}, \quad (3.3)$$

где $P_{\partial max}$ – максимальная динамическая нагрузка, возникающая при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении и выключении тока; $P_{v пр} = 80 \text{ Н/м}^2$ – предельная сила ветра.

Для этого случая металлические конструкции и детали механизмов рассчитывают на прочность с обеспечением заданного запаса прочности относительно предела текучести (для сталей) и предела прочности (для чугунов). По этому же расчетному случаю проводится проверка грузовой устойчивости крана.

Случай 3 – нерабочее состояние машины, установленной на открытом воздухе (груз отсутствует, механизмы неподвижны). При этом на машину, кроме ее собственного веса, действует ветровая нагрузка $P_{вн}$ при нерабочем состоянии машины; учитывается также снег, температурные воздействия. По данному случаю действия

нагрузок производят расчет на прочность металлоконструкций, тормозных устройств тележек, механизмов изменения вылета, опорно-ходовых и опорно-поворотных устройств – по пониженным значениям запаса прочности. Проводится также проверка собственной (без груза на крюке) устойчивости крана.

Расчет деталей механизмов на выносливость (случай 1) производится по эквивалентным нагрузкам, т. е. по таким нагрузкам стационарного режима, которые вызывают такое же повреждение объекта в течение рассматриваемого срока службы, как и фактически действующая нагрузка нестационарного режима.

Эквивалентная нагрузка определяется по графикам загрузки механизма во времени, построенным с учетом действительного режима работы механизма. Общий срок службы детали назначают в зависимости от группы режима работы механизма и для расчета подшипников качения, зубчатых передач и валов его можно принимать по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Срок и продолжительность службы деталей механизмов
грузоподъемных машин

Режим работы (группа режима работы механизма)	Срок службы h , лет			Суммарное машинное время T , тыс. ч		
	Подшипников качения	Зубчатых передач	валов	Подшипников качения	Зубчатых передач	валов
Л (1,2,3)	10	15	25	1	1,5	2,5
С (4)	5	10	15	3,5	7	10
Т (5)	3	8	10	5	13	16
ВТ (6)	3	5	10	10	16	32

3.2. Статический и кинематический расчёты

Для грузоподъемных машин характерен режим работы, при котором периодически повторяются этапы работы: пуск (разгон), равномерное установившееся движение, торможение (остановка). В периоды пуска и торможения движение неустановившееся. При пуске необходима добавочная затрата работы для преодоления инерции покоя масс механизмов и груза. В период торможения и остановки добавочную работу движущихся масс поглощает тормоз.

Анализ движения элементов механизмов и определение действующих на них нагрузок проводят при установившемся движении, когда скорости всех частей механизмов постоянны. При этом с целью определения статических сопротивлений механизмов кранов, статической мощности их двигателей (необходимой мощности двигателей при установившемся движении) выполняют **статический (силовой) и кинематический расчёты**.

Как следует из § 2.4, все механизмы крана аналогичны по общей компоновке и построены по унифицированной схеме: привод (двигатель, тормоз), трансмиссия (передача), рабочий орган. Последний является выходным звеном, к которому приложено внешнее сопротивление. В механизмах подъёма выходным звеном является барабан грузоподъемной лебёдки диаметром D_6 , к которому приложено натяжение ветви каната S_6 ; в механизмах передвижения – ходовое колесо диаметром D_k , к которому приложено сопротивление передвижению W_n ; в механизмах вращения – ось вращения поворотной части крана, относительно которой действует момент сопротивления вращению $M_{вр}$; в механизмах изменения вылета – барабан (диаметром $D_{6.с}$) лебёдки изменения вылета, к которому приложено натяжение стрелоподъемного каната $S_{6.с}$, или барабан (диаметром $D_{6.т}$) тяговой лебёдки, к которому приложено натяжение тягового каната $S_{6.т}$.

Момент внешнего сопротивления для этих механизмов определяют по формулам:

для механизма подъёма $M_c = \frac{S_{\sigma} D_{\sigma}}{2}$;

для механизма передвижения $M_c = \frac{W_n D_{\kappa}}{2}$;

для механизма вращения $M_c = M_{\text{вр}}$;

для механизма изменения вылета:

наклоном стрелы $M_c = \frac{S_{\sigma.c} D_{\sigma.c}}{2}$;

передвижением тележки по стреле $M_c = \frac{S_{\sigma.t} D_{\sigma.t}}{2}$.

Зная частоту вращения выходного звена (барабана, ходового колеса или поворотной части крана) n_c (об/мин) и КПД механизма η_M , можно определить необходимую мощность (кВт) двигателя:

$$N = \frac{M_c \cdot n_c}{9550 \cdot \eta_M}. \quad (3.4)$$

По найденному значению мощности при установившемся движении по каталогу подбирают двигатель мощностью $N_{\text{дв}}$ с частотой вращения вала $n_{\text{дв}}$ [18].

Общее передаточное число между двигателем и выходным звеном

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_c}. \quad (3.5)$$

Его можно разделить на передаточные числа отдельных ступеней передачи:

$$U = U_1 \cdot U_2 \dots U_m, \quad (3.6)$$

определить вращающие моменты $T_{\text{вр}}$ на каждом валу, начиная от выходного звена:

$$T_{1\text{вр}} = \frac{M_c}{u_1 \eta_1}; \quad T_{2\text{вр}} = \frac{T_{1\text{вр}}}{u_2 \eta_2} = \frac{M_c}{u_1 \eta_1 u_2 \eta_2} \text{ и т. д.}, \quad (3.7)$$

где m – число передач; η_1, η_2 – КПД отдельных передач.

Соответственно вычисляют и частоту вращения каждого

из валов:

$$n_1 = n_c \cdot U_1; \quad n_2 = n_1 \cdot U_2 = n_c \cdot U_1 \cdot U_2 \text{ и т. д.}$$

Тормозные моменты T_t меньше вращающих моментов $T_{вр}$ на соответствующих валах, т. к. внутренние сопротивления в механизме, учитываемые его КПД, способствуют торможению механизма:

$$T_t = M_c \cdot \eta_i^2; \quad T_{1т} = \frac{T_t \cdot \eta_1}{u_1}; \quad T_{2т} = \frac{T_t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2}{u_1 \cdot u_2}. \quad (3.8)$$

Из анализа значения вращающего и тормозного моментов следует, что для каждого вала

$$\frac{T_t}{T_{вр}} = \eta^2. \quad (3.9)$$

При последовательном соединении звеньев механизма его КПД равен произведению КПД отдельных передач:

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_m. \quad (3.10)$$

Следует учитывать, что статические сопротивления разделяют на сопротивления всегда положительные, действующие против направления движения (например, сопротивления перемещению), и сопротивления постоянного направления (сила тяжести или его составляющая), знак которых зависит от направления движения. Внутренние сопротивления от сил трения всегда положительны и обычно характеризуются КПД объекта.

3.3. Динамический расчёт

Каждая операция, выполняемая грузоподъемной машиной, сопровождается пуском в ход и остановкой механизма, которые протекают при неустановившемся движении, когда возникают силы инерции неравномерно движущихся масс. При пуске в ход двигатель для разгона движущихся масс должен развить повышенный (пусковой) момент; при остановке замедление движущихся масс производится тормозом, создающим необходимый

тормозной момент. В условиях непостоянства скоростей всех или некоторых элементов механизма такие величины, как продолжительность периодов пуска (разгона) и торможения, путь торможения, перегрузка двигателя и передач, можно определить лишь на основе **динамических расчётов**, при которых учитывается как непостоянство скорости в процессе движения, так и инерционность масс, принимающих участие в движении [19,24].

Пусковой или тормозной момент M в период неустановившегося движения складывается из статического момента M_c и динамического момента $M_d = M_{d,n} + M_{d,e}$; последний вызывается инерцией поступательно-движущихся $M_{дп}$ и инерцией вращающихся $M_{дв}$ масс. В общем виде при постоянном значении моментов инерции можно записать

$$M = M_c + M_d = M_c + M_{d,n} + M_{d,e} = M_c + J_s \cdot \dot{\omega}, \quad (3.11)$$

где J_s – эквивалентный момент инерции всех вращающихся и поступательно-движущихся масс, приведённый к валу двигателя (или тормоза).

Уравнение (3.11) может быть также представлено в виде

$$\varepsilon = \dot{\omega} = \frac{M - M_c}{J_s} = \frac{M_{из}}{J_s},$$

где $M_{из}$ – избыточный момент, который может быть использован на разгон или поглощение кинетической энергии движущихся масс.

Статический момент M_c может быть как положительным, так и отрицательным в зависимости от того, противодействует ли он или способствует пуску в ход (или остановке) механизма.

Эквивалентный момент инерции масс J_s , приведённый к валу двигателя (тормоза), получим из условия равенства кинетической энергии.

Для случая пуска запишем

$$\frac{J_s \cdot \omega^2}{2} = \sum J_{\varepsilon} \frac{\omega_{\varepsilon}^2}{2} + \sum m_{\varepsilon} \frac{V_{\varepsilon}^2}{2},$$

откуда

$$J_s = \sum J_{\kappa} \left(\frac{\omega_{\kappa}}{\omega_{\delta}} \right)^2 + \sum m_{\kappa} \left(\frac{V_{\kappa}}{\omega_{\delta}} \right)^2,$$

где J_k – моменты инерции вращающихся масс при угловой скорости ω_k ; m_k – поступательно движущиеся массы с линейной скоростью V_k ; ω_d – угловая скорость вала двигателя (тормоза).

Так как периоды неустановившегося движения при разгоне и торможении являются функцией избыточных моментов двигателя и тормоза, их оценивают ускорением звеньев механизма. Средние значения допустимых ускорений для различных механизмов строительных кранов следующие:

- подъемные механизмы строительных монтажных кранов – $0,1 \text{ м/с}^2$;
- подъемные механизмы перегрузочных грейферных кранов – $0,8 \text{ м/с}^2$;
- механизмы передвижения рельсовых кранов – $0,35 \text{ м/с}^2$;
- механизмы передвижения пневмоколесных кранов – 1 м/с^2 ;
- механизмы вращения строительных кранов – $0,61 \text{ м/с}^2$.

Чтобы при установочных операциях максимально снизить ускорения и пути торможения, механизмы кранов оборудуют регулируемыми приводами: при электроприводе – трёхфазными двигателями с фазным ротором, двигателями постоянного тока, гидроприводом механизмов. Механизмы подъема современных строительных кранов часто оборудуют приводами плавной посадки, обеспечивающими скорость опускания груза, в 10...20 раз меньшую основной номинальной. В механизмах передвижения и вращения поворотной части крана, кроме основных стопорных, можно применять управляемые тормоза, регулирующие плавность остановки.

3.4. Влияние упругости связей

С целью установления фактических нагрузок, действующих на элементы машины в различные периоды движения производят **динамический расчёт** крановых механизмов и кранов при учёте упругости связей. При этом учитывают, что кран, т. е. его механизмы, металлоконструкция и поднимаемый груз, представляют собой комплекс отдельных масс, связанных между собой упругими звеньями – канатами, валами, тягами и другими

элементами, обладающими конечной жёсткостью. Отдельными массами являются груз, узлы металлоконструкции крана и вращающиеся элементы механизма и привода, а упругими звеньями – канаты, стержни металлоконструкций, валы и муфты механизмов и привода. Под действием внешних нагрузок (моментов электродвигателя и тормозов, сопротивлений рабочей машины) упругие элементы деформируются, а сосредоточенные массы машин, кроме основного движения, совершают малые колебания. Данные упругие колебания приводят к возрастанию инерционных нагрузок по сравнению с их средними значениями, определяемыми законами движения абсолютно твёрдого тела.

Исследование динамики реальной машины как колеблющейся системы большого числа масс и упругих элементов в общем виде является задачей довольно сложной. Поэтому задачу упрощают: рассматриваемую систему заменяют физической моделью, представляющей собой несколько сосредоточенных масс, соединённых упругими безмассовыми связями.

Динамические нагрузки в упругих элементах определяют из дифференциальных уравнений движения масс, причём число уравнений, подлежащих совместному решению, равно числу степеней свободы системы. Свободные колебания системы, зависящие исключительно от соотношения масс и жесткостей элементов из-за наличия диссипативных сил (внешних и внутренних сопротивлений) затухают быстро (на протяжении нескольких периодов). Внешние воздействия вызывают вынужденные колебания. При совпадении периодов свободных и вынужденных колебаний наступает резонанс, который может привести к аварии.

Дифференциальные уравнения движения системы можно составить различными методами. Наиболее распространённым является составление уравнений **Лагранжа**:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial K}{\partial x} + \frac{\partial \Pi}{\partial x} = P(t), \quad (3.12)$$

где K и Π – кинетическая и потенциальная энергии системы; $P(t)$ – движущая сила.

При $P(t) = 0$ получают свободные (собственные) колебания системы.

При составлении уравнений распределённые массы заменяют сосредоточенными, а рассредоточенные – приведенными.

Кинетическая энергия системы

$$\hat{E} = \sum \frac{J_x}{2} \dot{\varphi}_x^2 + \sum \frac{m_x}{2} \dot{S}_x^2.$$

Потенциальная энергия системы

$$I = \sum \frac{\tilde{N}_x}{2} \varphi_x^2 + \sum \frac{\hat{E}_x}{2} S_x^2,$$

где C_x и K_x – угловая (при кручении) и линейная жёсткости элемента x системы; φ_x и S_x – угол закручивания и перемещения элемента x .

ГЛАВА 4. КРАНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

4.1. Механизмы подъема

4.1.1. Классификация, схемы, устройство

В зависимости от типа привода все механизмы подъёма грузоподъёмных машин можно разделить на следующие группы: с ручным приводом; с индивидуальным машинным (электрическим, гидравлическим, пневматическим), групповым машинным (внутреннего сгорания, дизель-электрическим) приводом.

Ручной привод применяют в мало нагруженных и редко работающих механизмах, использование в которых машинного привода нецелесообразно, а также во вспомогательных механизмах.

Конструкция *механизма подъёма с индивидуальным электрическим приводом* определяется рядом факторов: типом грузоподъёмного устройства; весом поднимаемого груза; высотой подъёма; скоростями подъёма и опускания грузов; особенностями технологического процесса; характером перемещаемых грузов. Кинематические схемы механизмов подъёма данного типа приведены на рис. 4.1.

В схеме механизма подъёма с одиначным полиспастом (рис. 4.1, *а*) электродвигатель 1 соединён с цилиндрическим редуктором 4 и барабаном 5 при помощи муфты 2 с тормозным шкивом, на котором установлен колодочный тормоз 3. На барабан наматывается канат полиспаста 6 с грузозахватным приспособлением 7. Лебёдка механизма подъёма со сдвоенным полиспастом, применяемая в кранах мостового типа, показана на рис. 4.1, *б*. В ней применён уравнильный блок, и оба конца каната грузового полиспаста 6 навиваются на барабан 5, располагаясь на нём симметрично.

Регулирование скорости опускания груза в электрореверсивных лебёдках механизмов подъёма, показанных на рис. 4.1, *а* и *б*, возможно в ограниченных пределах. Широкого диапазона изменения скорости, что очень важно для монтажных кранов,

можно достигнуть в **механизмах подъёма с гидроприводом** (рис. 4.1, в). Электродвигатель 1 приводит в движение регулируемый насос 8, от которого жидкость под высоким давлением поступает в высокомоментный гидромотор 9 (радиально-поршневой с дисковым тормозом). От него через муфту и редуктор 4 сообщается вращение барабану 5.

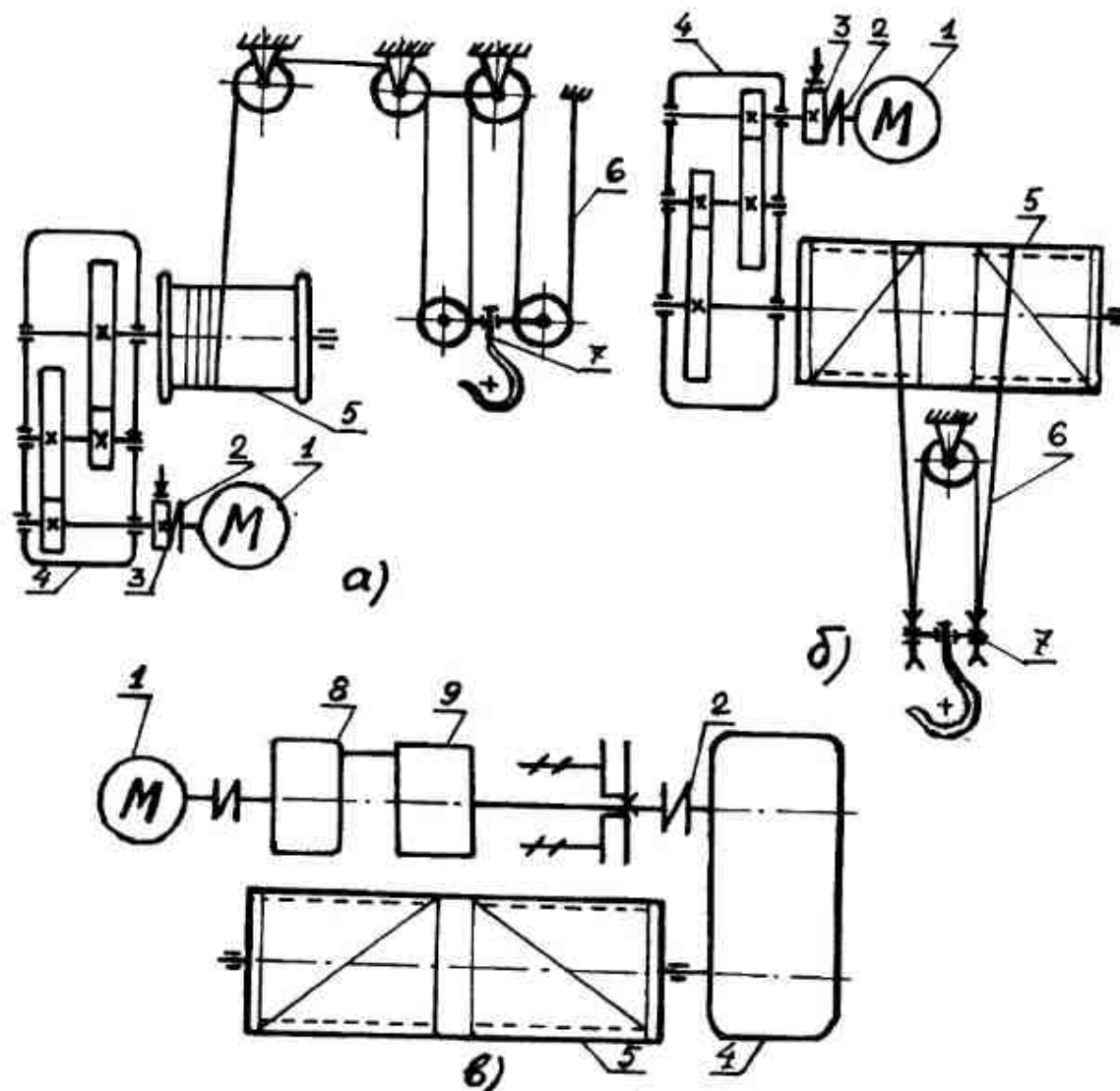


Рис. 4.1. Кинематические схемы механизмов подъёма:
 а – с одинарным полиспастом; б – со сдвоенным полиспастом;
 в) с гидроприводом; 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – тормоз;
 4 – редуктор; 5 – барабан; 6 – полиспаст;
 7 – грузозахватное устройство; 8 – насос; 9 – гидромотор

Механизм подъёма груза с **групповым машинным приводом** применяют, в основном, в стреловых самоходных кранах. Этот механизм подъёма и другие механизмы крана имеют привод от одного общего двигателя.

Особенности соединения барабана с редуктором существенно влияют на эксплуатационные качества механизма подъёма

ма. На рис. 4.2 показаны варианты схем такого соединения. При передаче вращающего момента на барабан с помощью открытой зубчатой пары (рис. 4.2, а) исключается муфта, ось барабана работает только на изгиб, но для этой передачи свойственны недостатки, характерные для открытых зубчатых пар.

Установка вала барабана на двух самостоятельных опорах (рис. 4.2, б) удобна в работе, но приводит к увеличению габаритов. В этом случае вал барабана работает на изгиб и кручение. Наиболее рациональным решением является установка одной из опор оси барабана внутри консоли выходного вала редуктора (рис. 4.2, в). В этом случае вращающий момент от редуктора на барабан передается зубчатой муфтой, и передача имеет небольшие габариты, надежна, удобна в монтаже; ось барабана работает только на изгиб. Размещение двигателя и системы передач внутри барабана (рис. 4.2, г) позволяет создавать очень компактный механизм подъема, но эта передача дорога в изготовлении и эксплуатации.

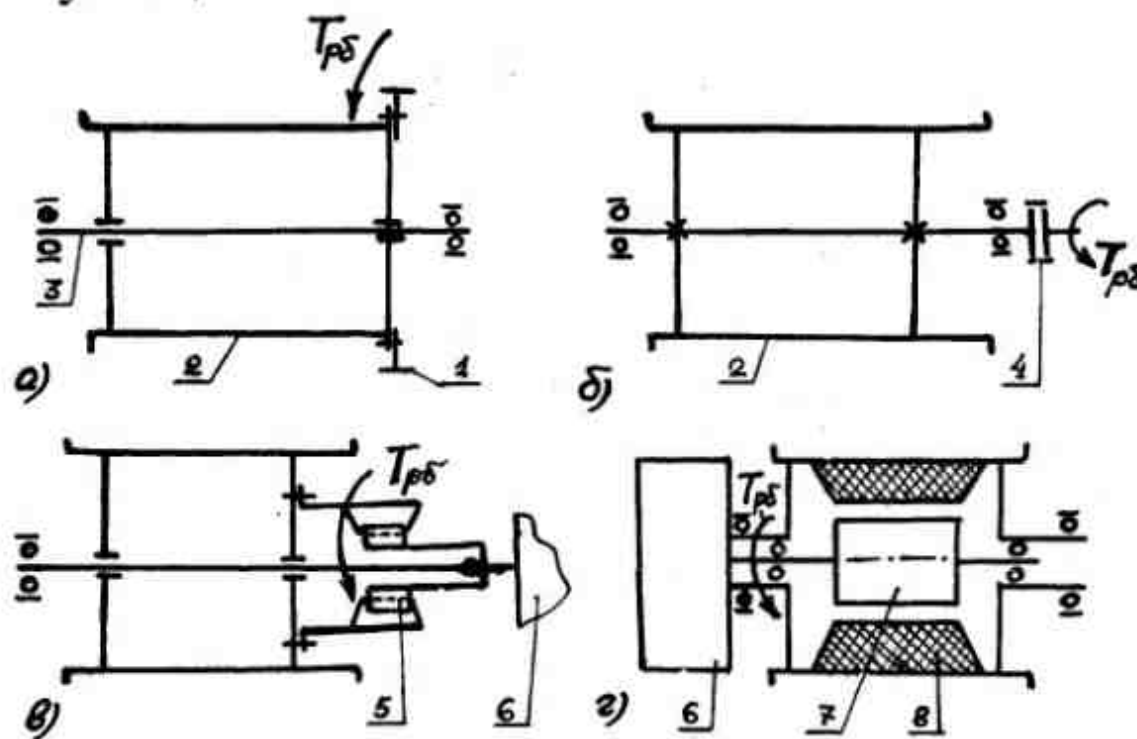


Рис. 4.2. Схемы соединения барабана с редуктором и передачи вращающего момента T_{pb} :

- а* – открытой зубчатой передачей; *б* – соединительной муфтой;
- в* – зубчатой муфтой, встроенной в барабан; *г* – размещением двигателя внутри барабана; 1 – зубчатый венец; 2 – барабан;
- 3 – вращающаяся ось; 4 – соединительная муфта, 5 – специальная зубчатая муфта; 6 – редуктор; 7 – ротор двигателя; 8 – его статор

На конструкцию механизма подъема существенно влияет кратность полиспаста. Увеличение кратности полиспаста приводит к уменьшению диаметра каната, а, следовательно, и диаметров барабана и блоков. Однако при этом возрастает длина каната. В кранах грузоподъемностью до 25 т обычно применяют полиспасты кратностью 2...4. При еще больших грузоподъемностях кратность полиспаста достигает 12. Унификация механизма подъема кранов различной грузоподъемности достигается путем изменения кратности полиспаста для получения примерно одинаковых вращающих моментов от груза и потребной мощности электродвигателя. Это позволяет применять в кранах различной грузоподъемности электродвигатели одинаковой мощности, одинаковые редукторы, барабаны, блоки, канаты, тормоза и т. п.

4.1.2. Процесс работы механизма подъема

Работа механизма подъема, как и других механизмов грузоподъемной машины, состоит из трёх периодов: разгона (пуска), установившегося движения и торможения. В первом и третьем периодах в механизме подъема возникают дополнительные инерционные силы от поступательно движущихся и вращающихся масс и другие сопротивления, преодолеваемые при разгоне двигателем, а при замедлении – тормозом.

При установившемся движении статический момент на валу двигателя (см. рис. 4.2)

$$\dot{O}_n = \frac{S_m \cdot Z_8 \cdot D_6}{2 \cdot U_i \cdot \eta_o} \quad \text{или} \quad \dot{O}_n = \frac{G_r \cdot D_6}{2 \cdot U_i \cdot U_n \cdot \eta_o},$$

где S_m – максимальное натяжение каната на барабане, Н; Z_8 – число канатов, наматываемых на барабан; D_6 – диаметр барабана, м; U_0 – передаточное отношение механизма; U_n – кратность полиспаста; η_0 – КПД механизма; G_r – сила тяжести поднимаемого груза, Н.

Частоту вращения барабана, если известна скорость подъема груза V , определяют по формуле

$$V = \frac{\pi \cdot D_6 \cdot n_6}{U_n}, \text{ откуда } n_6 = \frac{V \cdot U_n}{\pi \cdot D_6}.$$

Требуемая частота вращения вала двигателя

$$n = n_6 \cdot U_p = \frac{V \cdot U_n \cdot U_p}{\pi \cdot D_6} = \frac{V \cdot U_o}{\pi \cdot D_6}.$$

Мощность двигателя (кВт) при установившемся движении

$$N_c = \frac{T_c \cdot n}{9550 \cdot \eta_o} = \frac{G_a \cdot V}{\eta_o},$$

где G_T – в кН; n – частота вращения вала двигателя, об/мин;
 T_C – в Нм. Пусковой момент, приведенный к валу двигателя,

$$T_n = T_c + T_{и.в.} + T_{и.п.},$$

где $T_{и.в.}$ – момент сил инерции вращающихся элементов привода; $T_{и.п}$ – то же, поступательно движущегося груза.

Момент инерции вращающейся массы m_B с радиусом инерции R_o будет

$$J = m_a \cdot R_o^2 = G_o \frac{D_o^2}{4g},$$

где G_o – сила тяжести вращающихся частей, g – ускорение свободного падения, D_o – диаметр вращающейся массы.

Если предположить, что изменение скорости в процессе пуска происходит по линейному закону, то момент сил инерции вращающихся масс

$$T = \frac{J \cdot \omega}{t_n} = \frac{G_o \cdot D_o^2 \cdot \omega}{4g \cdot t_n},$$

где ω – угловая скорость детали; t_n – время пуска.

Выражение $G_o \cdot D_o^2 = 4g \cdot J$ называют маховым моментом. Значения маховых моментов для роторов электродвигателей приведены в каталогах на двигатели [17, 18].

Установлено, что наибольший момент сил инерции имеют детали, расположенные на валу двигателя, моменты же остальных, более тихоходных валов составляют 10...20 % от величины

этого наибольшего момента [10]. Подставляя значение угловой скорости $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$, получаем выражение для момента инерции вращающихся частей механизма подъема

$$T_{u.в.} = \delta \frac{G_o \cdot D_o^2 \cdot n}{375 \cdot t_n},$$

где $\delta = 1, 1, \dots, 1, 2$ – коэффициент влияния маховых масс второго и последующих валов; n – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹.

Аналогично можно определить момент сил инерции от поступательно движущихся масс. Сила инерции поступательно движущегося груза будет

$$F_u = m_{\bar{a}} \cdot a_{\bar{a}} = \frac{G_{\bar{a}}}{g} \cdot \frac{V_{\bar{a}}}{t_r},$$

где $m_{\bar{a}}$ – масса груза, кг; $a_{\bar{a}}$ и $V_{\bar{a}}$ – ускорение (м/с²) и скорость (м/с) груза соответственно.

Эта сила создает на барабане момент

$$\dot{O}_{\bar{a}} = \frac{F_u \cdot D_{\bar{a}}}{2 \cdot U_n \cdot \eta_n} = \frac{G_{\bar{a}} \cdot V_{\bar{a}} \cdot D_{\bar{a}}}{2g \cdot U_r \cdot t_r \cdot \eta_r},$$

где η_n – КПД полиспаста.

Подставляя значение скорости груза V_r и приводя момент от сил инерции F_n к валу двигателя, получаем момент сил инерции на валу двигателя от поступательно движущегося груза

$$\dot{O}_{\bar{a}.i.} = \frac{G_{\bar{a}} \cdot D_{\bar{a}}^2 \cdot n}{375 \cdot U_o^2 \cdot U_n^2 \cdot t_n \cdot \eta_o}.$$

Для механизмов подъема время пуска $t_n = 1, 5 \dots 5$ с.

Общее выражение для пускового момента примет вид

$$\dot{O}_i = \frac{G_a \cdot D_a^2}{2 \cdot U_o \cdot U_r \cdot \eta_o} + \delta \frac{G_f \cdot D_f^2 \cdot n}{375 \cdot t_n} + \frac{G_{\bar{a}} \cdot D_{\bar{a}}^2 \cdot n}{375 \cdot U_o^2 \cdot U_r^2 \cdot t_n \cdot \eta_o}.$$

4.1.3. Методика расчета механизма подъёма

Исходные данные: номинальная грузоподъемность Q , т; высота подъёма груза H , м; скорость подъема V , м/с; условия работы – режим, ПВ (%); род тока.

1. Выбирают тип гибкого органа и схему подвеса груза.

2. Оценивают или назначают скорость подъема, назначают КПД системы передач (редуктора). Для типовых грузоподъемных машин $V = 0,1...0,6$ м/с. В зависимости от величины скорости (большая, малая), конструкции и вида системы зубчатых передач (цилиндрическая, червячная и др.) назначают КПД системы передач ($\eta_0 = 0,75...0,92$).

3. Рассчитывают рабочий орган:

а) выбирают типовой, стандартный грузозахват (например, крюк) или рассчитывают специальный (например, клещевой) захват;

б) назначают систему полиспастного подвеса, определив η_n, s_{max}, U_n ;

в) определяют размеры барабана, блоков или звездочки; назначают $\eta_{бар} = 0,96...0,98$; $\eta_{зв} = 0,94...0,97$; $\eta_{бл} = 0,97...0,99$;

г) определяют общие потери в рабочем органе:

$$\eta_{рб} = \eta_n \eta_{бар} \eta_{бл}^z,$$

где z – число блоков.

4. Определяют вращающие моменты и скорости на рабочем валу механизма.

Для случая подъема груза

$$\dot{O}_{\delta\dot{a}} = \frac{G_{\delta} \cdot D_{\dot{a}}}{2 \cdot U_{\tau} \cdot \eta_{\delta\dot{a}}}, \text{ Нм};$$

при опускании груза

$$\dot{O}_{\delta\dot{a}} = \frac{G_{\delta} \cdot D_{\dot{a}} \cdot \eta_{\delta\dot{a}}}{2 \cdot U_{\tau}}, \text{ Нм}.$$

Скорость рабочего вала

$$\omega_{p\bar{6}} = \frac{2 \cdot U_n \cdot V}{D_6}, \text{ с}^{-1}$$

5. Выбирают двигатель. Для этого подсчитывают его мощность по статическому моменту

$$N = \frac{T_c}{\omega}$$

$$\text{где } T_c = \frac{T_{p\bar{6}}}{U_o \cdot \eta_o}; \quad \omega = \omega_{p\bar{6}} \cdot U_p.$$

По подсчитанной мощности двигателя определяют номинальный момент и проверяют выбранный двигатель на перегрузку в период пуска:

$$T_n = \frac{N_n}{\omega}$$

где N_n – номинальная мощность двигателя, Вт приведена в каталоге [18]. Перегрузка двигателя характеризуется коэффициентом перегрузки:

$$\psi = \frac{T_n}{T_n} \leq [\psi] = 1,5 \dots 3.$$

Наряду с проверкой электродвигателя на перегрузку, необходимо учитывать возможность перегрева двигателя, которая зависит от интенсивности его работы. Последняя характеризуется относительной продолжительностью включения ПВ, %.

6. Выбирают (рассчитывают) систему передач (редуктор).

Требуемое передаточное число системы передач:

$$U = \frac{n}{n_6} = \frac{\omega_n}{\omega_{p\bar{6}}} = \frac{\omega_n \cdot D_6}{2 \cdot U_n \cdot V}.$$

По U , расчетной мощности N и частоте вращения n на входе с учетом режима работы выбирают типовой или рассчитывают специальный редуктор и другие передачи. Типовой редуктор должен быть выбран так, чтобы скорость подъема из-за несо-

падения передаточного числа редуктора U_p с требуемым не отличалась больше, чем на 10 % от заданной. Мощность выбранного редуктора N_p должна быть также в пределах 0,9...1,5 от требуемой. В противных случаях производится расчет специальной системы передач.

7. Определяют тормозной момент и выбирают (рассчитывают) тормоз. Тормозной момент на валу двигателя:

$$T_{\tau} = K_{\tau} \cdot \frac{T_{\delta\delta}}{U_p} \cdot \eta_p,$$

где $T_{\delta\delta} = \frac{G_n \cdot D_n}{2 \cdot U_n} \cdot \eta_{\delta\delta}$ – вращающий момент на рабочем валу

при опускании номинального груза, Нм; K_{τ} – коэффициент запаса торможения (выбирают по нормам Госгортехнадзора в зависимости от режима работы: при Л – $K_{\tau} = 1,5$; при С – $K_{\tau} = 1,75$; при Т и ВТ – $K_{\tau} = 2$).

По тормозному моменту T_{τ} выбирают тормоз типовой или рассчитывают специальный.

8. Выбирают муфты. Выбор муфт для грузоподъемных машин осуществляется с учетом диаметров соединяемых валов и по расчетному моменту на данном валу, который определяется, исходя из момента на быстроходном валу

$$T_{м.расч} = (1,2...1,3)T_{\max},$$

где T_{\max} – максимальный момент двигателя, который находится по каталогу для кратности максимального момента T_{\max}/T_n . Затем выбирают (конструируют) тормозной шкив для механизма. Чаще всего шкив конструктивно объединяется с муфтой на быстроходном валу (тормозная муфта).

9. Определяют и оценивают время неустановившегося движения. Время пуска t_n определяют исходя из дифференциального уравнения движения механизма

$$J_{\omega} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + T_c \approx T_{н.\varphi},$$

где J_{np} – приведенный к валу двигателя момент инерции всех движущихся масс механизма; $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение вала;

T_c – реактивный момент статических сил; $T_{п.ср}$ – средний пусковой момент двигателя.

Выражая момент инерции через маховой момент

$$J_{np} = \sum m_i \cdot \rho_i^2 = m \frac{D_{np}^2}{4}$$

и интегрируя это уравнение в пределах $\omega = 0 \dots \omega_n$, $t = 0 \dots t_n$, получим формулу для определения времени пуска механизма подъема

$$t_n = \frac{m \cdot D_{np}^2 \cdot \omega_n}{4 \cdot (T_{п.ср} - T_c)}$$

Дифференциальное уравнение движения механизма в случае торможения будет

$$T_{\tau} + T'_c = J'_{np} \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{(m \cdot D_{np}^2)}{4} \cdot \frac{d\omega}{dt},$$

где T_{τ} – величина тормозного момента.

Отсюда время торможения

$$t_{\tau} = \frac{(m \cdot D_{np}^2) \cdot \omega_n}{4 \cdot (T_{\tau} + T'_c)}$$

При подъёме груза $T_c = T'_c = \frac{T_{p\delta}}{U_p \eta_p}$.

При спуске груза $T_c = T'_c = -\frac{T_{p\delta}}{U_p} \eta_p$.

Затем определённые t_n и t_{τ} оценивают путём сравнения со средними их значениями для типовых грузоподъёмных машин

$$t_n \approx t_{\tau} = 0,3 \dots 2 \text{ с.}$$

Соответственно этому времени для тех же машин ускоре-

ние и замедление груза обычно составляют

$$a_n \approx a_T = 0,2 \dots 0,8 \text{ м/с}^2.$$

Большое отклонение от приведённых значений t_i и a_i указывает на неправильный выбор двигателя, редуктора и других элементов механизма или на ошибки в расчётах.

4.2. Механизмы передвижения

4.2.1. Классификация, схемы, устройство

Механизмы передвижения применяют для перемещения грузоподъёмных машин с грузом или на холостом ходу, а также перемещения груза в пределах габаритов машины. Различают два типа схем механизмов передвижения: с приводными ходовыми колёсами (рис. 4.3, а) и с канатной (или цепной) тягой (рис. 4.3, б). В первом случае механизм расположен непосредственно на кране или тележке, во втором – отдельно от перемещаемого объекта, соединяясь с ним канатом или цепью. Механизм передвижения второго типа иногда служит механизмом изменения вылета консольного крана.

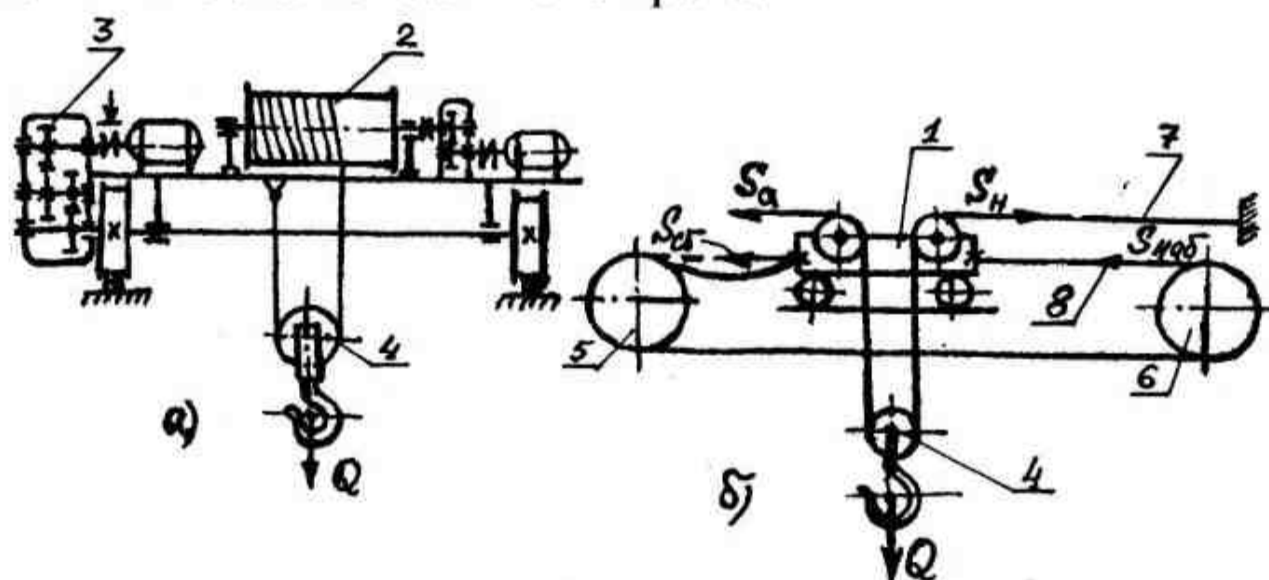


Рис. 4.3. Схемы механизмов передвижения:

- а – с приводными ходовыми колёсами; б – с канатной (или цепной) тягой; 1 – тележка; 2 – механизм подъема; 3 – механизм передвижения с «навесным» редуктором; 4 – полиспаст; 5 – приводной барабан; 6 – натяжной барабан; 7 – подъемный канат; 8 – тяговый канат

Изменение вылета в стреловых кранах может производиться также наклоном стрелы.

Грузоподъемная машина или тележка крана опирается на ходовые колёса, которые бывают приводными (ведущими) или холостыми (ведомыми). Приводные колёса (чаще всего два или четыре) соединены с приводом.

Конструктивными разновидностями механизмов передвижения мостовых кранов являются механизмы: с отдельным приводом (рис. 4.4, *а*), тихоходным трансмиссионным валом (рис. 4.4, *б*) и быстроходным трансмиссионным валом (рис. 4.4, *в*).

Быстроходный (отдельный) привод, несмотря на наличие двух двигателей, двух редукторов, двух тормозов, получается наиболее дешёвым, лёгким и простым в изготовлении. Во второй схеме (рис. 4.4, *б*) трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и ходовые колёса, и передаёт наибольший вращающий момент. Поэтому вал, муфты и опоры вала имеют большие размеры, что вызывает утяжеление механизма. В третьей схеме (рис. 4.4, *в*) трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и двигатель, и поэтому передаёт минимальный вращающий момент. Размеры муфт, подшипников и диаметр вала получаются в этом случае минимальными. Однако вследствие высокой частоты вращения трансмиссионного вала необходимо обеспечить повышенную точность его изготовления и монтажа, а также проведение соответствующей балансировки.

В кранах стрелового типа для передачи на рельс больших сосредоточенных нагрузок два или более ходовых колеса собирают в одну тележку (рис. 4.5), шарнирно присоединяемую к конструкции крана. Размещение шарнира должно обеспечить равномерное распределение нагрузки по всем колёсам.

Основным элементом рабочих органов механизмов передвижения является стальное ходовое колесо, передвигающееся по рельсу. Прочие детали и узлы рабочих органов (вал, подшипники с корпусами, шпоночные и шлицевые соединения и др.) относятся к элементам крепления ходового колеса.

4.2.2. Определение сопротивления передвижению

При передвижении тележки или крана по рельсам преодолеваются сопротивления: перекачиванию колёс, уклона рельс, ветра, сил инерции при трогании с места (пуск механизма). Сумма сопротивлений может быть выражена в виде толкающей или тянущей силы W_{Σ} и момента M_{Σ} на ходовых колёсах:

$$W_{\Sigma} = W + W_{\alpha} + W_{\hat{a}} + W_{\dot{e}.i.} + W_{\dot{e}.\hat{a}.},$$

$$M_{\Sigma} = \dot{I} + \dot{I}_{\alpha} + \dot{I}_{\hat{a}} + \dot{I}_{\dot{e}.i.} + \dot{I}_{\dot{e}.\hat{a}.},$$

где W и M – соответственно сила и момент сопротивления перекачиванию колёс по рельсу; W_{α} и M_{α} – то же, от уклона пути; $W_{\text{в}}$ и $M_{\text{в}}$ – то же, от ветра; $W_{\text{и.п.}}$ и $M_{\text{и.п.}}$ – то же, от инерции поступательно движущихся масс крана и груза; $W_{\text{ив}}$ и $M_{\text{ив}}$ – то же, от инерции вращающихся масс механизма передвижения.

Сопротивление перекачиванию колёс по рельсу (сила W и момент сопротивления M) составляются из сопротивлений: качения колеса, трения в подшипниках, реборах колёс и торцах втулок.

Учитывая число ходовых колёс z , общее сопротивление перекачиванию колёс будет

$$W = z \cdot W_{\text{к}},$$

а нагрузка на ходовое колесо

$$P = \frac{G_{\hat{a}} + G_{\hat{e}}}{z} \cdot g,$$

где $G_{\text{г}}$ и $G_{\text{к}}$ – соответственно силы тяжести груза и крана; g – ускорение сил тяжести.

Из условия равновесия сил и моментов (рис. 4.6) сила трения в опоре колеса будет

$$\hat{E} = \frac{G_{\hat{a}} + G_{\hat{e}}}{z} \cdot g \cdot f = P \cdot f,$$

а момент трения в опоре колеса

$$M_{\text{мп}} = P \cdot f \cdot \frac{d}{2},$$

где d – диаметр цапфы вала ходового колеса; f – коэффициент трения в опоре; ($f = 0,8 \dots 0,1$ – для подшипников скольже-

ния, $f = 0,01 \dots 0,02$ – для подшипников качения).

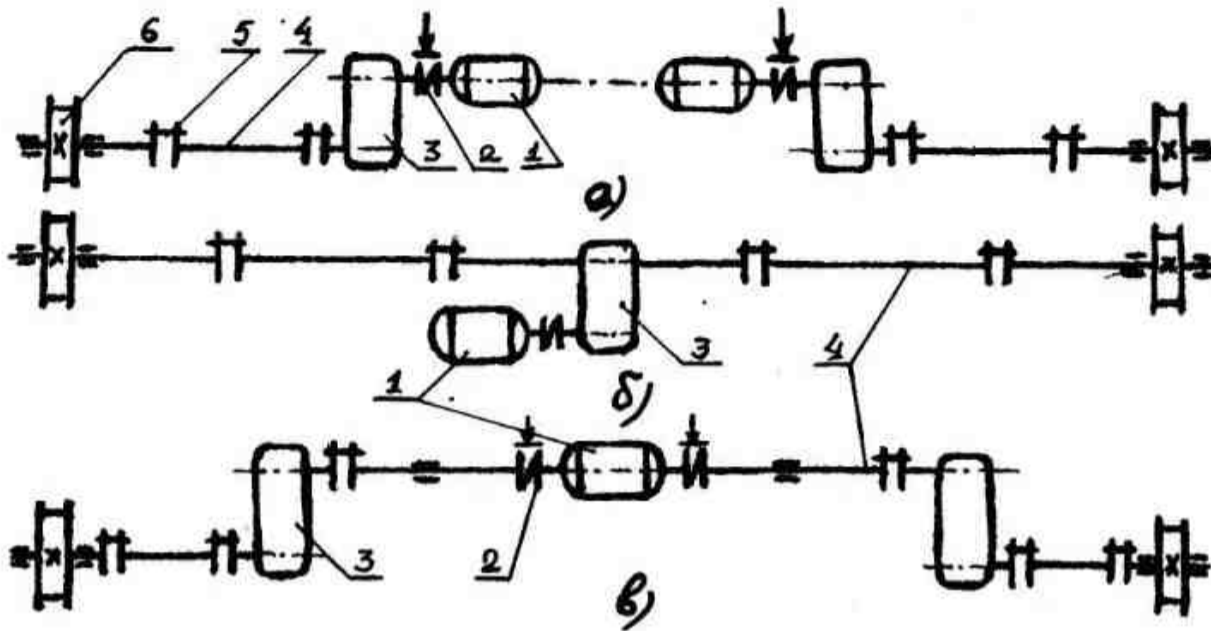


Рис. 4.4. Механизмы передвижения мостовых кранов:
а – с отдельным приводом; *б* – с центральным приводом и тихоходным валом; *в* – то же, с быстроходным валом; 1 – электродвигатель; 2 – муфта с тормозом; 3 – редуктор; 4 – трансмиссионный вал; 5 – зубчатая муфта; 6 – ходовое колесо

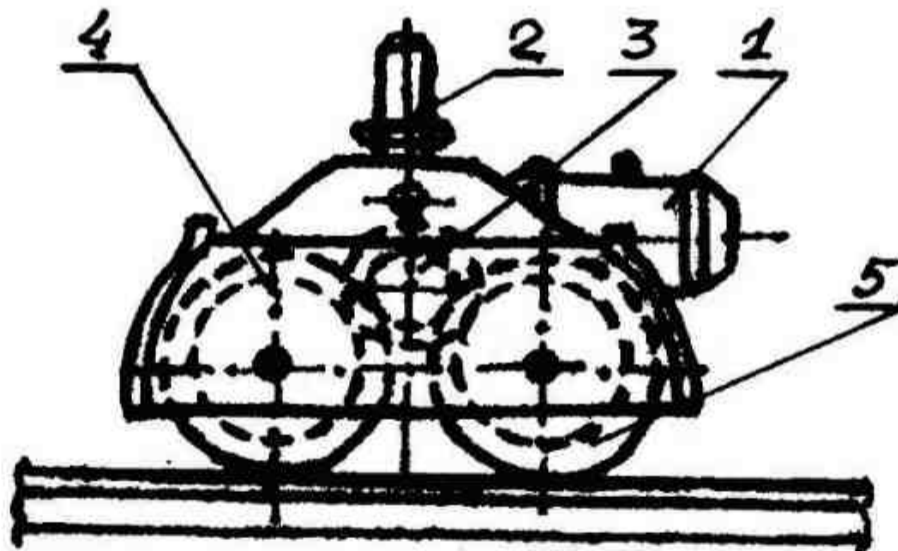


Рис. 4.5. Приводная тележка башенного крана:
 1 – электродвигатель; 2 – шкворень; 3 – центральная шестерня;
 4 – зубчатое колесо; 5 – ходовое колесо

Вследствие упругости материалов рельса и колеса в точке

их контакта происходит упругая деформация и возникает момент сопротивления от качения колеса по рельсу

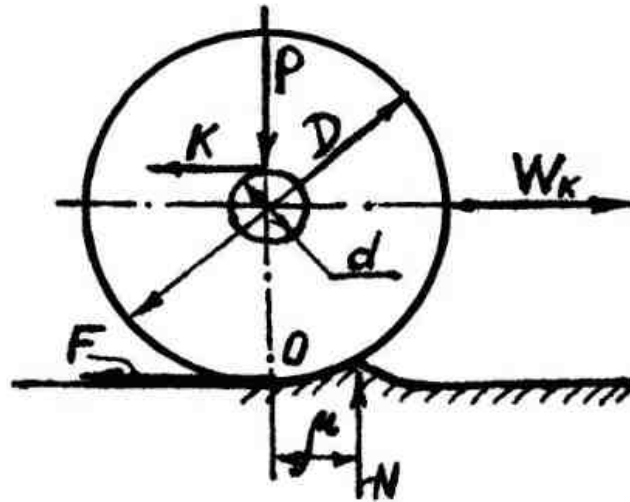


Рис. 4.6. Схема взаимодействия ходового колеса с рельсом

$$M_{\text{кач}} = N \cdot \mu = P \cdot \mu,$$

где μ – коэффициент трения качения, равный 0,3...1 мм.

Общий момент сопротивления передвижению

$$M_o = M_{\text{кач}} + M_{\text{тр}} = P \cdot \mu + P \cdot \frac{d}{2} \cdot f = P \cdot \left(\mu + f \frac{d}{2} \right).$$

Сопротивление передвижению, приведённое к окружности качения колеса диаметром D:

$$F = \frac{2 \cdot \mu_o}{D} \cdot \beta = \frac{2P \cdot \left(\mu + f \frac{d}{2} \right)}{D} \cdot \mu = \frac{P \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d)}{D} \cdot \beta,$$

а приведённый к окружности колеса момент

$$M = F \frac{D}{2} = \frac{2P \cdot \left(\mu + f \frac{d}{2} \right) \cdot \beta}{D} \cdot \frac{D}{2} = P \cdot \left(\mu + f \frac{d}{2} \right) \cdot \beta,$$

где $\beta = 1,1...3$ – коэффициент, учитывающий сопротивление от трения реборд и торцов втулок.

Приведённый к валу двигателя момент сопротивления передвижению

$$M_{np} = \frac{M}{U_o \cdot \eta_o} = \frac{P \cdot \left(\mu + f \frac{d}{2} \right) \cdot \beta}{U_o \cdot \eta_o} = \frac{F \cdot D}{2 \cdot U_o \cdot \eta_o},$$

где U_o и η_o – соответственно передаточное число и КПД между валами ходовых колёс и двигателя.

Соппротивление от уклона подкранового пути:

$$W_\alpha = (G_{\bar{a}} + G_{\bar{e}} + G_{\bar{o}}) \cdot \sin \alpha,$$

$$M_\alpha = W_\alpha \cdot \frac{D}{2},$$

где α – угол наклона пути к горизонтали.

Соппротивление от ветра (при работе крана на открытом воздухе):

$$W_e = W_k + W_z = P \cdot (k \cdot F_k + F_z),$$

$$M_e = W_e \cdot \frac{D}{2},$$

где $P = 150$ Па – давление ветра; $k = 1,2$ – аэродинамический коэффициент; F_k и F_r – соответственно площади подветренных сторон крана и груза.

Соппротивление от инерции поступательно движущихся масс крана и груза на валу колеса при трогании с места:

$$W'_e = (G_{\bar{a}} + G_{\bar{e}}) \frac{V}{t_\delta}; \quad M'_e = (G_{\bar{a}} + G_{\bar{e}}) \frac{V \cdot D}{2 \cdot t_\delta},$$

где $t_p = 2 \dots 6$ с – время разгона механизма передвижения; V – скорость передвижения крана, м/с.

Учитывая, что

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n_k}{60}; \quad n_k = \frac{n}{U_o},$$

запишем

$$\dot{I}'_{e.t.} = (G_{\bar{a}} + G_{\bar{e}}) \cdot \frac{\pi \cdot D \cdot n_e \cdot D}{60 \cdot t_p} = \frac{(G_{\bar{a}} + G_{\bar{e}}) \cdot D^2 \cdot n}{375 \cdot t_p \cdot U_o}.$$

Тот же момент, приведённый к валу двигателя:

$$\dot{i}_{\text{э.т.}} = \frac{(G_a + G_e) \cdot D^2 \cdot n}{375 \cdot t_p \cdot U_o \cdot \eta_i}$$

Аналогично механизму подъёма момент сопротивления (при передвижении крана с грузом) от инерции вращающихся масс механизма передвижения

$$M_{\text{и.в.}} = \delta \cdot \frac{G_o \cdot D_o^2 \cdot n}{375 \cdot t_n}$$

Тогда суммарный пусковой момент, приведённый к валу двигателя механизма передвижения:

$$\dot{i}_{\Sigma} = \frac{F \cdot D}{2 \cdot U_o \cdot \eta_i} + \delta \cdot \frac{G_o \cdot D_o^2 \cdot n}{375 \cdot t_i} + \frac{(G_a + G_e) \cdot D^2 \cdot n}{375 \cdot t_p \cdot U_o \cdot \eta_i}$$

4.2.3. Методика расчета механизма передвижения

Исходные данные: номинальная грузоподъёмность Q , т; сила тяжести крана или тележки $G_{\text{к}}$, Н; скорость передвижения V , м/с; размеры, габариты машины, м; условия работы – режим, ПВ %; род тока; особенности конструкции механизма.

1. Оценивают или назначают скорость передвижения. Обычно для кранов $V = 1 \dots 2,5$ м/с, для тележек $v = 0,4 \dots 1$ м/с.

2. Рассчитывают рабочий орган. Определяют количество и размеры ходовых колес, выбирают и рассчитывают детали и узлы их крепления.

3. Определяют вращающие моменты и скорости на рабочем валу механизма

$$T_{\text{рб}} = W \cdot \frac{D}{2}, \text{ Нм}; \quad \omega_{\text{рб}} = \frac{2 \cdot V}{D}, \quad \text{с}^{-1},$$

где W – сопротивление передвижению крана или тележки.

4. Выбирают электродвигатель. Подсчитывают расчётную суммарную мощность

$$N = M_{\Sigma} \cdot \frac{n}{9550}, \text{ кВт},$$

где M_{Σ} – суммарный пусковой момент. По этой мощности

по каталогу подбирают двигатель [18].

5. Выбирают (рассчитывают) систему передач (редуктор).
 Определяют передаточное число системы передач

$$U = \frac{\omega_n}{\omega_{p0}} = \frac{\omega_n \cdot D}{2 \cdot V}$$

Далее выбирают типовой редуктор или рассчитывают специальную систему передач.

6. Выбирают муфты, исходя из $T_{м.расч.}$.

$$T_{м.расч.} = (1,2 \dots 1,3) T_{max}$$

7. Определяют тормозной момент и выбирают (или рассчитывают) тормоз.

Тормозной момент на быстроходном валу

$$T_T = \frac{(m \cdot D_{np}^2) \omega_n}{4 \cdot t_T} - \frac{W \cdot D \cdot \eta_p}{2 \cdot U_p}$$

Время торможения может быть определено по формуле

$$t_T = \frac{V}{a_T}$$

где $a_T = 0,2 \dots 0,8 \text{ м/с}^2$ – замедление при торможении.

По T_T выбирают тормоз или рассчитывают специальный механический тормоз.

8. Оценивают возможность трогания крана или тележки с места без буксования. При этом проверяется условие

$$F_{сц} \geq K_{сц} \cdot F_{тяги}$$

где $F_{сц}$ – сила сцепления между ведущими колесами тележки или крана и рельсами; $K_{сц} = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент запаса; $F_{тяги}$ – тяговое усилие на приводных колёсах в период пуска.

Силу сцепления определяют по формуле $F_{сц} = \Delta G \cdot f'$,

где $\Delta G = \frac{(G_a + G_e) \cdot Z_r}{Z}$ – суммарная нагрузка на ведущие колёса; Z_n – число приводных колёс; Z – общее число колёс; f' –

коэффициент трения; $f' = 0,15 \dots 0,17$ – для рельсовых кранов при работе в помещении, $f' = 0,12 \dots 0,14$ – при работе вне помещения.

9. Тяговое усилие на приводных колёсах в период пуска:

$$F_{\text{тяг}} = 2T_n \cdot U_o \cdot \frac{\eta}{D}.$$

4.3. Механизмы вращения

Механизмы вращения в грузоподъемных машинах служат для приведения во вращение металлоконструкции крана и груза. Принципиальное отличие механизма вращения от других механизмов заключается в том, что при повороте отсутствуют поступательно-движущиеся массы.

В зависимости от конструкции поворотной части краны различают трех типов: с поворотной колонной (рис. 4.7, а), неповоротной колонной (рис. 4.7, б) и на поворотном круге (рис. 4.7, в).

В связи с тем, что частота вращения поворотной части крана обычно не превышает 8 об/мин, передаточное отношение даже при тихоходных двигателях получается очень большим ($U > 100$). Поэтому в механизмах вращения часто применяют червячные передачи. Вследствие больших динамических усилий при пуске и торможении, точное определение которых в большинстве случаев затруднительно, и из-за возможности поломки редукторов в механизмах вращения обязательным является наличие предохранительных устройств. В простых механизмах предохранительное устройство выполняют в виде срезающихся штифтов, а в сложных – в виде фрикционных муфт (муфт предельного момента).

Верхняя опора крана с поворотной колонной конструктивно может быть выполнена на подшипниках скольжения (рис. 4.8, а) или качения (рис. 4.8, б). Нижняя опора этого крана включает радиальный сферический и упорный подшипники (рис. 4.8, в).

4.3.1. Определение моментов сопротивления в опорах крана

Вращающий момент на рабочем валу механизма вращения, ось которого совпадает с осью вращения крана, складывается из моментов, препятствующих вращению поворотной части крана:

$$T_{p\delta} = T_{tp} + T_{\epsilon} + T_y,$$

где T_{tp} – момент от сил трения в опорах крана; T_{ϵ} – момент от ветровой нагрузки (учитывается при работе крана на открытых площадках); T_y – момент от уклона путей и невертикальности оси поворота.

Момент T_{tp} учитывает трение в цапфах, нагруженных реакциями H , а также трение в подпятнике, нагруженном реакцией V :

$$T_{tp} = Hf \left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} \right) + Vf \frac{d_2}{2},$$

где d_1 – диаметр цапфы; d_2 – диаметр пяты; f – коэффициент трения (для подшипников скольжения $f = 0,1$, для подшипников качения $f = 0,01 \dots 0,02$).

Момент от ветра:

$$T_{\epsilon} = (F_{cp} \cdot L + F_k \cdot l_k) \cdot P_{\epsilon} \cdot \sin \beta,$$

где F_{tp} и F_k – соответственно наветренная площадь груза и поворотной части крана; L – вылет; l_k – расстояние от оси вращения крана до точки приложения равнодействующей ветровой нагрузки (до «центра парусности»); P_{ϵ} – давление ветра; β – угол между наветренной поверхностью и направлением ветра.

Момент T_y равен

$$T_y = (Q \cdot L + G \cdot a) \cdot \sin \alpha,$$

где Q и G – соответственно массы груза и крана; L – вылет; a – расстояние от оси вращения до центра тяжести поворотной части крана; $\sin \alpha = 0,05 \dots 0,01$ – уклон пути.

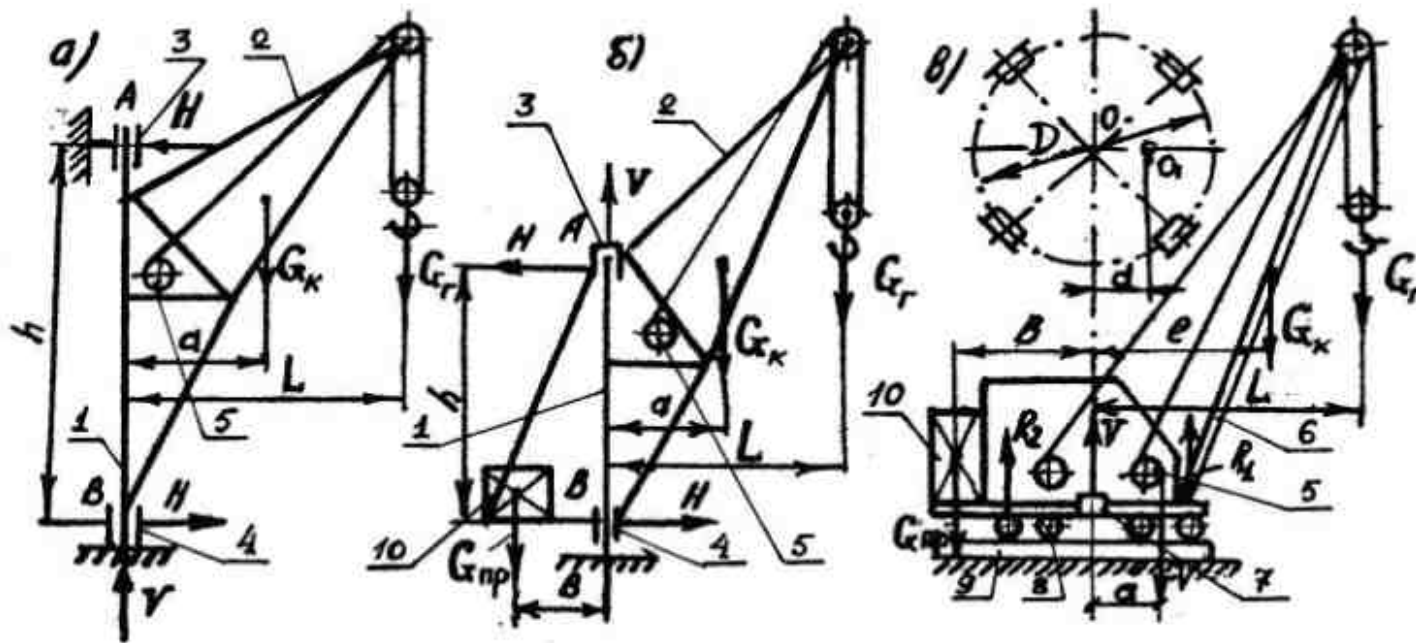


Рис. 4.7. Схемы поворотных кранов:

а – с поворотной колонной; *б* – с неповоротной колонной; *в* – на поворотном круге; 1 – колонна; 2 – металлоконструкция; 3 – верхняя опора; 4 – нижняя опора; 5 – механизм подъема; 6 – стрела; 7 – центральная цапфа; 8 – опорные катки; 9 – неповоротная рама; 10 – противовес

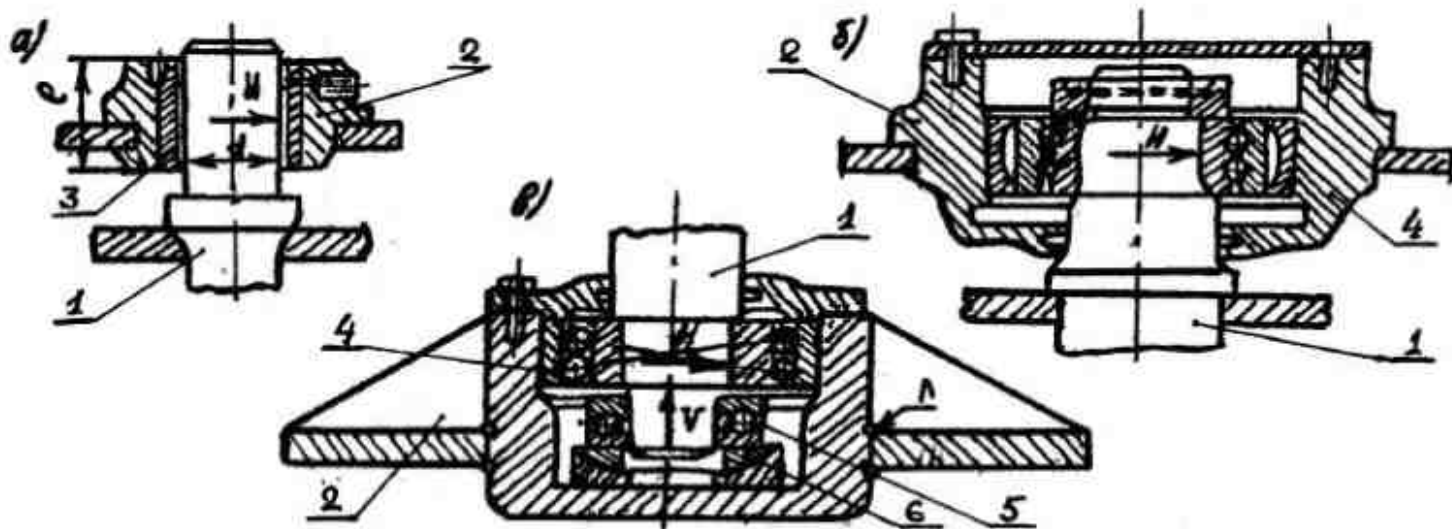


Рис. 4.8. Конструкции верхней и нижней опор крана с поворотной колонной:

а – верхняя опора на подшипнике скольжения; *б* – то же, на подшипнике качения; *в* – нижняя опора с подшипниками качения; 1 – колонна; 2 – корпус; 3 – подшипник скольжения; 4 – радиальный подшипник; 5 – упорный подшипник; 6 – сферическая опора

Общий момент сопротивления повороту, приведенный к валу двигателя:

$$T_c = \frac{T_{pb}}{U_m \cdot \eta_m}.$$

Тот же момент сопротивления при торможении механизма:

$$T'_c = \frac{T_{pb} \cdot \eta_m}{U_m}.$$

4.3.2. Пуск и торможение механизма вращения

Как в механизмах подъема и передвижения, наибольший момент для поворота крана вокруг вертикальной оси будет в период неустановившегося движения. Уравнения моментов при пуске и торможении для механизма вращения имеют вид

$$T_n = T_c + T_{ив} + T_{из} + T_{ик},$$

$$T_t = T'_{ив} + T'_{из} + T'_{ик} - T_c.$$

где $T_{ив}$ – момент сил инерции вращающихся элементов привода; $T_{из}$ – момент сил инерции груза, вращающегося относительно оси вращения и расположенного на максимальном вылете; $T_{ик}$ – момент сил инерции поворачивающихся частей металлоконструкции (крана и противовеса).

Чтобы сообщить грузу, расположенному на вылете L , угловое ускорение $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$, необходимо к стреле приложить момент

$$T'_{из} = I \cdot \varepsilon = \left(Q \cdot \frac{L^2}{g} \right) \cdot \frac{\omega}{t_n}.$$

Как и прежде, принимаем ускорение в течение процесса пуска постоянным $\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t_n}$. Подставляя значение угловой скорости

рости $\omega = \pi \cdot \frac{n_k}{30}$ и выражая частоту вращения крана n_k через

частоту вращения вала двигателя: $n_k = \frac{n}{U_m}$, получаем момент $T'_{из}$:

$$T_{из} = \frac{Q \cdot l^2 \cdot n}{93,5 \cdot t_n \cdot U_M^2 \cdot \eta_M}$$

Момент $T'_{и.к}$, действующий на оси вращения крана, составляется как сумма моментов, которые надо приложить к отдельным элементам металлоконструкции и противовеса, чтобы

сообщить им угловое ускорение $\varepsilon = \frac{\omega}{t}$:

$$T'_{и.к} = J_1 \cdot \frac{\omega}{t_n} + J_2 \cdot \frac{\omega}{t_n} + \dots + J_i \cdot \frac{\omega}{t_n} = \frac{\omega}{t_n} \sum_i^m J_i,$$

где J_1, J_2, \dots, J_i – моменты инерции отдельных элементов поворотной части крана (стрелы, противовеса, растяжек, подкосов и т. п.).

Подставляя $\omega = \pi \cdot \frac{n_k}{30}$, заменяя $n_k = \frac{n}{U_M}$ и приведя мо-

мент $T'_{и.к}$ к валу двигателя, получим

$$T'_{и.к} = \frac{\sum_i^m J_i \cdot n}{375 \cdot t_n \cdot U_M^2 \cdot \eta}$$

Момент сил инерции вращающихся элементов привода $T_{ин}$ по аналогии с механизмом подъема можно записать так:

$$T_{ин} = \delta \cdot \frac{J \cdot n}{375 \cdot t_n}$$

Тогда пусковой момент можно представить в таком виде:

$$T_n = T_c + \delta \cdot \frac{J \cdot n}{375 \cdot t_n} + \frac{Q \cdot l^2 \cdot n}{93,5 \cdot t_n \cdot U_M^2 \cdot \eta_M} + \frac{\sum_i^m J_i \cdot n}{375 \cdot t_n \cdot U_M^2 \cdot \eta_M}$$

По данному суммарному моменту в период пуска наибольшая пусковая мощность будет равна

$$N_n = \frac{T_n \cdot n}{9550}$$

Номинальная мощность, по которой выбирают электродви-

гатель, равна

$$N_n = \frac{N_n}{\varphi},$$

где $\varphi = 1,3 \dots 1,8$ – коэффициент пусковой перегрузки двигателя. Допускаемое время пуска $t_{II} = 3 \dots 7$ с.

4.4. Механизмы изменения вылета стрелы

4.4.1. Классификация, схемы, устройство

В стреловых поворотных кранах перемещение груза в радиальном направлении относительно оси вращения крана осуществляется с помощью механизмов изменения вылета. В зависимости от способа осуществления этой операции эти механизмы делятся на две группы:

- а) изменяющие вылет с помощью тележки, перемещающейся по горизонтальному или наклонному поясу фермы стрелы крана;
- б) изменяющие вылет посредством подъема или опускания стрелы крана.

Первую группу механизмов применяют в простых поворотных, консольных и башенных с горизонтальной стрелой кранах; вторую – в автомобильных, гусеничных, железнодорожных, башенных с наклонной стрелой, порталных и других кранах.

В зависимости от конструкции устройств, обеспечивающих изменение вылета стреловых кранов, соответствующие механизмы делятся на следующие виды: полиспастные, реечные, гидроплунжерные, винтовые, с шарнирно-сочленёнными укосинами. Первые три вида механизмов показаны на рис. 4.9. Полиспастные механизмы применяют в автомобильных, железнодорожных, башенных; гидроплунжерные – в автомобильных; реечные, винтовые и с шарнирно-сочленёнными укосинами – в порталных и плавучих кранах.

Устройство механизма изменения вылета с канатным полиспастом конструктивно аналогично устройству механизма подъёма. Этот механизм представляет собой барабанную лебёдку, состоящую из двигателя, редуктора, барабана, тормозного устройства и муфт.

4.4.2. Расчёт механизма изменения вылета с канатным полиспастом

Полиспастный механизм изменения вылета (рис. 4.10) состоит из стреловой лебёдки 1, отклоняющих блоков 2, стрелового полиспаста 3, неподвижная обойма которого крепится на раме поворотной части крана, подвижная обойма 4 с помощью жёсткой тяги крепится к стреле крана 5.

Расчёт механизма изменения вылета сводится к определению натяжения стрелового полиспаста, мощности электродвигателя, к проверке двигателя по времени разгона, определению расчётного значения тормозного момента и выбору тормоза.

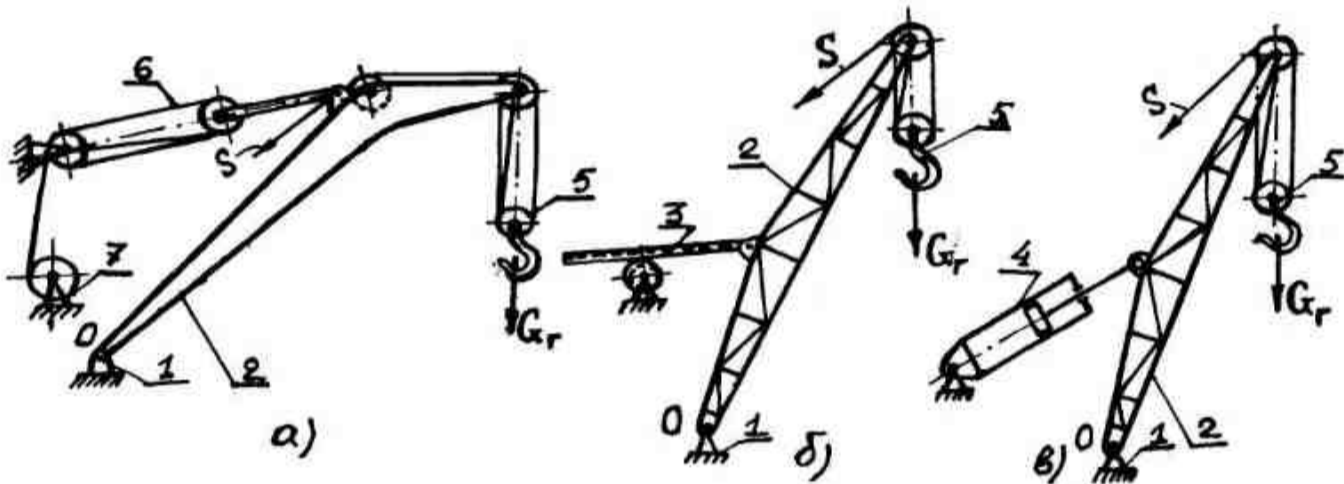


Рис. 4.9. Схемы полиспастного (а), реечного (б) и гидроплунжерного (г) механизмов изменения вылета:

1 – поворотная платформа (рама) крана; 2 – стрела;
3 – реечный механизм; 4 – гидроцилиндр; 5 – грузовой полиспаст;
6 – стреловой полиспаст; 7 – стреловая лебёдка

В общем случае натяжение стрелового полиспаста P (H) можно определить из уравнения моментов всех сил, действующих на стрелу на вылете L , относительно её опорного шарнира O :

$$\sum \overset{\cdot}{I} \overset{\cdot}{i} = G_{\tilde{a}} \cdot a + G_{\tilde{n}} \cdot \hat{a} - P \cdot h - S_{\tilde{a}} \cdot e + (W_{\tilde{a}} + C_{\tilde{a}}) \cdot H + W_c \cdot c + C_c \cdot d = 0,$$

где G_r и G_c – вес груза и стрелы; W_r , W_c – нагрузка от ветра на груз и соответственно стрелу; S – максимальное натяжение сбегающей ветви грузового каната; C_r и C_c – центробежные силы инерции на груз и соответственно стрелу; a , b , h , e , H , c и h_1 – плечи действия соответствующих сил.

Отсюда требуемое усилие:

$$D = \frac{h}{G_a a} + G_n \hat{a} - S_d e + (W_a + C_a) H + W_c c.$$

Нетрудно видеть, что натяжение стрелового полиспаста переменено: от действия вертикальных статических нагрузок и центробежных сил инерции при наибольшем вылете стрелы оно максимально; при наименьшем вылете – минимально.

Минимальное натяжение стрелового каната на барабане, соответствующее наибольшему вылету, равно

$$S_{\max} = \frac{P}{U_n \cdot \eta_n \eta^m},$$

где U_n – кратность полиспаста; η_n – КПД полиспаста; η – КПД направляющего блока; m – число направляющих блоков механизма.

При изменении вылета от максимальной до минимальной величины расстояние между обоймами стрелового полиспаста уменьшится на величину (см. рис. 4.10):

$$\Delta h = h_1 - h_2.$$

Тогда средняя скорость навивки каната на барабан:

$$V_k = \frac{\Delta h \cdot U_n}{t},$$

где t – заданное время изменения вылета; $\Delta h \cdot U_n$ – длина каната, навиваемого на барабан.

Наибольшая мощность двигателя при установившемся движении, соответствующая максимальному вылету:

$$N_{\max} = \frac{S_{\max} \cdot V_k}{1000 \cdot \eta_M}, \text{ кВт.}$$

Все механизмы изменения вылета, аналогично механизму подъема, снабжаются тормозами нормально-замкнутого типа, автоматически размыкающимися при включении привода. Время торможения $t_r \leq 4 \dots 5$ с, а при отсутствии груза, ветра и невращающемся кране должно быть $t_r \geq 1,5$ с.

Слишком резкое торможение механизма изменения вылета приводит к появлению высоких динамических нагрузок и возникновению резких колебаний, что снижает усталостную прочность

элементов механизма и металлоконструкции.

Предварительно выбранный двигатель по статическим нагрузкам проверяют из условий нагрева и перегрузки.

Проверка двигателя на продолжительность пуска может быть проведена по формуле

$$t_n = \frac{2K}{\omega_c (M_{н.сп} - M_c) \eta_m} + \frac{J_{np} \cdot \omega}{M_{н.сп} - M_c},$$

где $K = \frac{m_c \omega_c^2 L_c}{3} + m_g V^2$ – кинетическая энергия стрелы и

груза; J_{np} – приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся масс механизма; ω_c – угловая скорость вращения стрелы, 1/с; ω – угловая скорость вращения вала двигателя, 1/с; m_c , m_g – массы стрелы и груза, кг; V – скорость движения груза при подъеме стрелы, м/с; $M_{н.сп}$ и M_c – соответственно средний пусковой момент и максимальный момент статического сопротивления на валу двигателя; L_c – длина стрелы, м; η_m – КПД механизма.

Выбор тормоза следует проводить так, чтобы он был в состоянии удержать стрелу в любом ее положении в рабочем и нерабочем состояниях крана. Для этого его проверяют на продолжительность торможения при действии максимального и минимального моментов:

$$t_T = \frac{2K \cdot \eta_m}{\omega (M_T - M'_c)} + \frac{J_{np} \cdot \omega}{M_T - M'_c},$$

где M'_c и M_T – статический и тормозной моменты; $M'_c = M_c \eta_m^2$.

Продолжительность пуска и торможения механизма должны находиться в определенных пределах в зависимости от длины стрелы из условия, чтобы линейное ускорение конца стрелы не превышало 1 м/с².

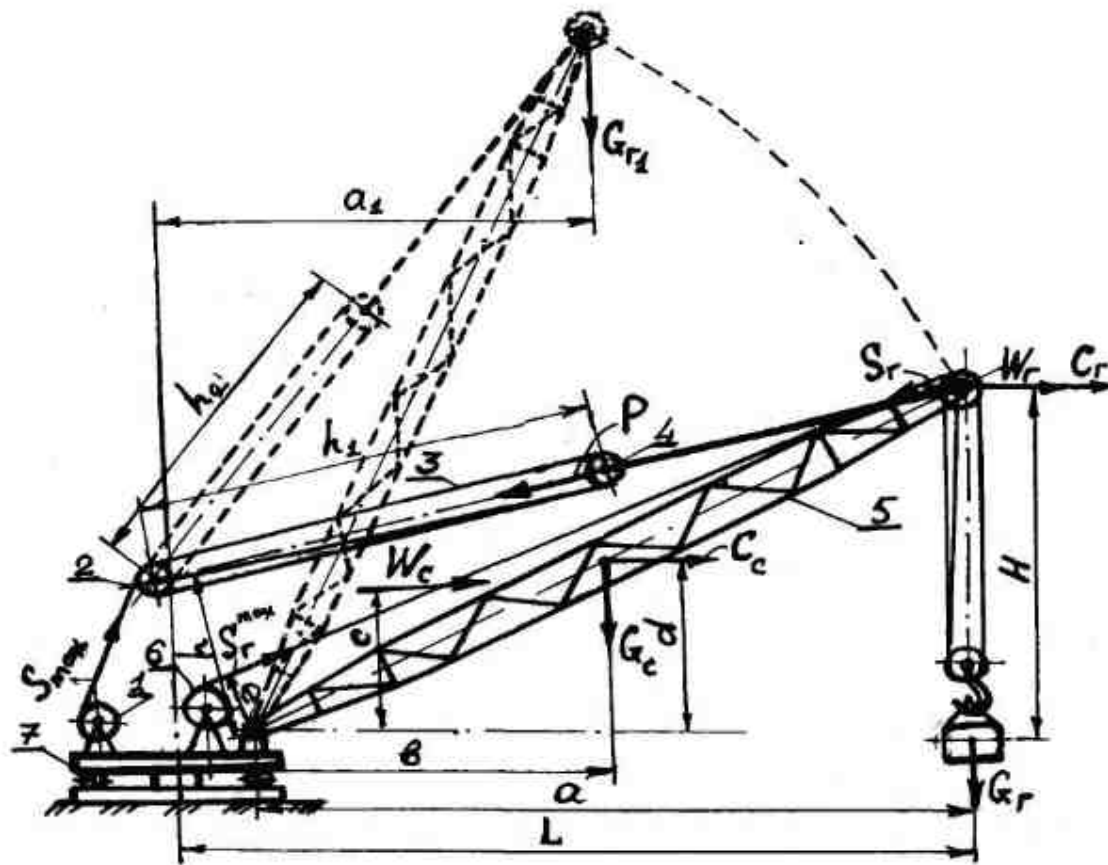


Рис. 4.10. Полиспастный механизм изменения вылета:

- 1 – стреловая лебёдка; 2 – отклоняющие блоки; 3 – стреловой полиспаст;
 4 – подвижная обойма; 5 – стрела; 6 – грузовая лебёдка;
 7 – поворотная платформа

ГЛАВА 5. ПРОСТЫЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТРОЙСТВА И МЕХАНИЗМЫ

5.1. Общие сведения и классификация

В пунктах с малыми объёмами подъёмно-транспортных работ применяют простые средства механизации – грузоподъемные устройства, облегчающие ручной труд. К ним относятся домкраты, полиспасты и лебёдки для подъёма и перемещения грузов. Они состоят преимущественно из одного механизма и осуществляют одно движение: подъём (домкраты, полиспасты, подъёмные лебёдки) или перемещение (тяговые лебёдки).

К подъёмным механизмам относятся подвесные лебедки (тали). **Таль** – грузоподъёмный механизм, предназначенный для подъёма (опускания) и перемещения груза в горизонтальном направлении. В зависимости от типа привода тали разделяются на ручные, с электрическим или пневматическим приводом. Они подвешиваются к балкам или специальным тележкам, перемещающимся по подвесному монорельсовому пути. Являясь компактными грузоподъёмными механизмами, тали широко применяются для механизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ со штучными грузами. Они являются также подъёмными механизмами более сложных грузоподъёмных машин (кран на колонне, грейфер, козловой кран и т. п.).

5.2. Домкраты

Домкратами называют грузоподъёмные устройства с жёстким выдвигаемым подъёмным органом, воздействующим на поднимаемый или опускаемый штучный груз снизу. Домкраты применяют для подъёма груза на небольшую высоту (\approx до 0,7 м), что исключает использование громоздких вспомогательных сооружений и стропов. Домкраты отличаются простотой и компактностью конструкции, работой без толчков и ударов, точностью остановки перемещаемых грузов. Эти особенности

обусловили широкое распространение домкратов на строительномонтажных и ремонтных работах. Основное отличие этих устройств от других подъемных средств состоит в том, что подъем домкратами груза проводится без грузозахватных устройств.

По принципам действия домкраты разделяют на реечные, винтовые и гидравлические. Они могут быть выполнены переносными и стационарными. **Реечными** называют домкраты, у которых рабочим органом является зубчатая рейка, перемещаемая вверх или вниз вручную через систему зубчатых передач с помощью рычага или рукоятки. В первом случае домкраты называют рычажно-реечными, а во втором – реечными с зубчатой передачей.

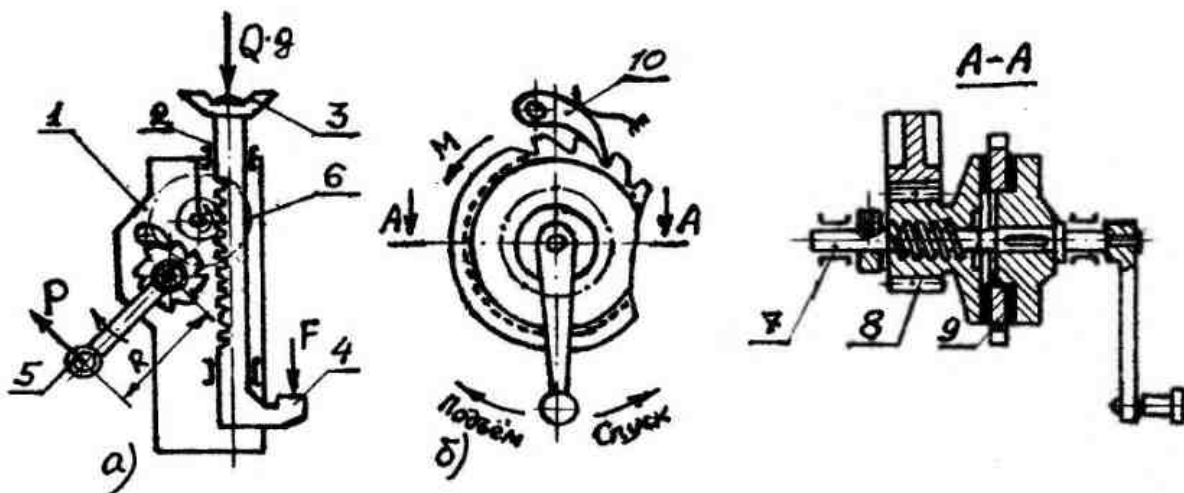


Рис. 5.1. Реечный домкрат:

a – общий вид; *б* – грузопорный тормоз; 1 – корпус; 2 – рейка; 3 – поворотная головка; 4 – лапа; 5 – рукоятка; 6 – зубчатая передача; 7 – вал; 8 – зубчатое колесо; 9 – храповое колесо; 10 – собачка

Реечный домкрат с зубчатой передачей состоит из корпуса 1 (рис. 5.1, *a*), в котором по направляющим может перемещаться зубчатая рейка 2, приводимая в движение через систему зубчатых передач 6 от рукоятки 5.

Применяется безопасная рукоятка с храповым колесом 9, собачкой 10 и грузопорным тормозом. На верхнем конце рейки

2 устанавливается поворотная опорная головка 3, на которую опирается поднимаемый груз. Нижний конец рейки загнут и образует рифлёную лапу 4, служащую для подъёма низко расположенных и нетяжёлых грузов.

Грузоупорный тормоз действует следующим образом (рис. 5.1, б). Вал 7 и зубчатое колесо 8 имеют винтовую нарезку. При подъёме груза рукоятка перемещается по резьбе влево, заклинивает храповое колесо и через зубчатую передачу выдвигает рейку 2 вверх, поднимая груз. По окончании подъёма груза вал рукоятки фиксируется собачкой 10 храпового колеса 9, препятствующей вращению вала в обратную сторону. При опускании груза рукоятку вращают в обратную сторону, и она перемещается по резьбе вправо, освобождая храповое колесо. Под действием момента от силы тяжести груза через зубчатую передачу втулка зубчатого колеса 8 ввинчивается в рукоятку, зажимает храповое колесо и препятствует свободному падению груза. Следовательно, процесс опускания груза состоит из чередующихся его падений и остановок.

Усилие P на рукоятке при подъёме груза Qg (H) определяется из уравнения моментов относительно оси шестерни, связанной зацеплением с рейкой:

$$P = Q \cdot g \cdot r / (u \cdot \eta \cdot R), \quad (5.1)$$

где r – радиус начальной окружности шестерни, м; R – плечо рукоятки, м; Q – масса груза, т; g – ускорение силы тяжести, m/s^2 ; u – общее передаточное число зубчатой передачи; $\eta = 0,65 \dots 0,85$ – КПД передачи. Плечо рукоятки $R = 0,2 \dots 0,25$ м.

Реечные домкраты выпускаются грузоподъёмностью $0,5 \dots 10$ т с подъёмом груза на высоту до $0,3 \dots 0,4$ м. При подъёме груза на рифлёной лапе грузоподъёмность реечного домкрата снижается вдвое. Количество зубчатых пар бывает одна...три в зависимости от грузоподъёмности домкрата. Материалом для них служит сталь 15 и сталь 20 с цементацией. Рейку изготавливают из стали 45 с термообработкой.

Винтовые домкраты по назначению делятся на телескопические и простые. Они могут иметь ручной или электрический привод. Если в реечных домкратах каждое

перемещение груза по высоте равно шагу храпового колеса, то в винтовых домкратах груз можно устанавливать по высоте с большей точностью. Они работают по принципу использования наклонной плоскости и ворота. Рабочим органом у них является винт 3 (рис. 5.2) из стали 35 или из стали Ст.5, вращающийся в нарезной бронзовой (или чугунной) гайке 9 или прямо в нарезном корпусе (сталь 25Л II или СЧ 15...32). При вращении винта в ту или другую сторону усилием рабочего через рукоятку с храповиком 2 (рис. 5.2, а) или трещотку 5 (рис. 5.2, б) достигается подъем или спуск груза, опирающегося на опорную головку 4 или 7.

Винт и гайка выполняются с трапецеидальной или прямоугольной резьбой. Трещотка состоит из рукоятки 6, храпового колеса 2 и двусторонней собачки 8, закрепленной на оси 12. В зависимости от подъема или спуска груза, собачку поворачивают в ту или иную сторону. В крайнем положении она удерживается стопором 10, прижимаемым пружиной 11.

Для перемещения поднятого груза по горизонтали применяют домкраты на салазках. При работе домкрата на подъем преодолевается момент от веса груза и трения в резьбе, Нм:

$$T = Q \cdot g \cdot r_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\lambda + \rho), \quad (5.2)$$

где Q – грузоподъемность домкрата, т; g – ускорение силы тяжести; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; r_{cp} – средний радиус резьбы, м; ρ – угол трения ($\rho = 6 \dots 9^\circ$); λ – угол подъема винтовой линии ($\lambda = 4 \dots 5^\circ$).

Для предотвращения самопроизвольного опускания груза в винтовой паре (винт – гайка) домкратов применена самотормозящаяся резьба. При этом угол λ всегда меньше угла трения резьбы ρ .

При подъеме груза КПД винтового домкрата:

$$\eta = \operatorname{tg} \lambda / [\operatorname{tg} (\lambda + \rho)]. \quad (5.3)$$

КПД таких грузоподъемных устройств всегда меньше 0,5 ($\eta = 0,3 \dots 0,4$). Низкий КПД является недостатком таких передач. Грузоподъемность винтовых домкратов достигает 20 т, а высота подъема – 0,35 м.

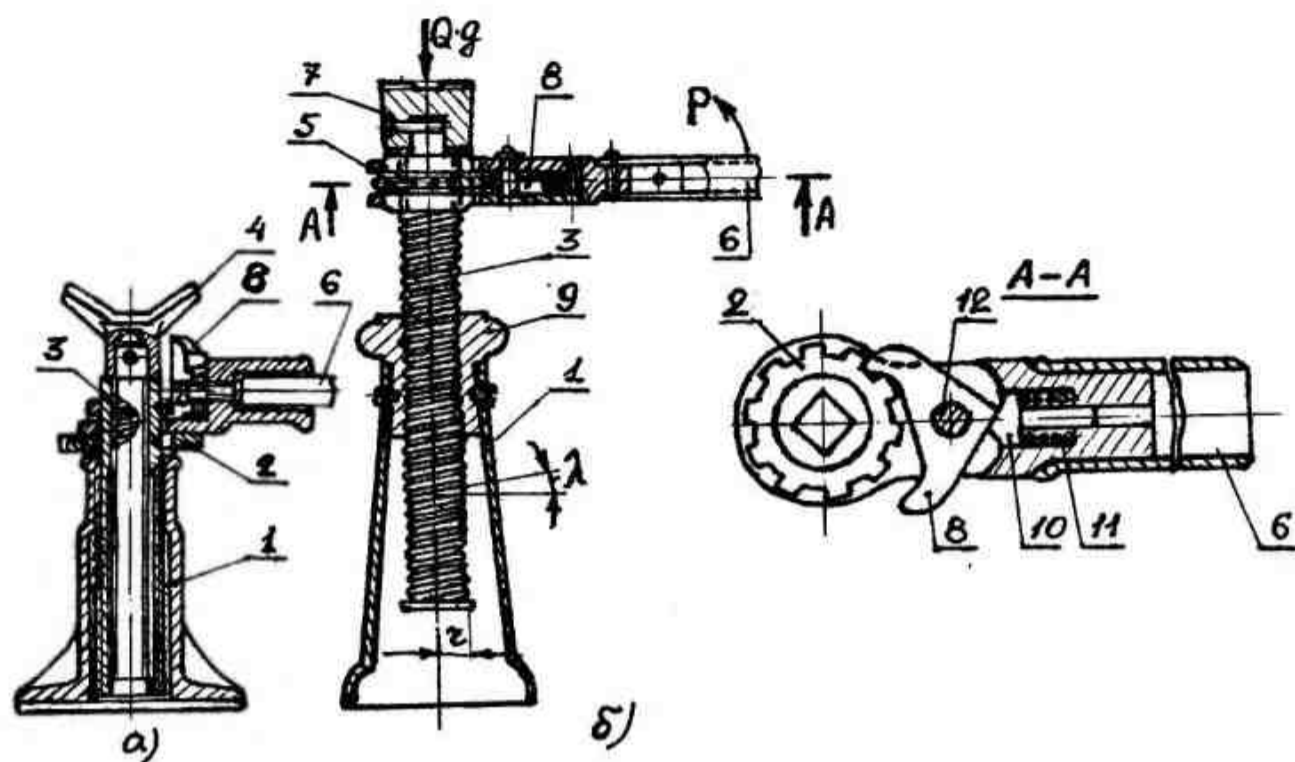


Рис. 5.2. Винтовые домкраты:

а – телескопический; *б* – простой; 1 – корпус; 2 – храповое колесо; 3 – винт; 4, 7 – опорные головки; 5 – трещотка; 6 – рукоятка; 8 – собачка; 9 – гайка; 10 – стопор; 11 – пружина; 12 – ось

При прямоугольной резьбе шаг резьбы берут $t = 0,25d_o$, где d_o – внутренний диаметр резьбы. Высоту гайки у винта подбирают по величине удельного давления $[q]$ в нарезке: $[q] = 8 \dots 10 \text{ МН/м}^2$ – для стали по бронзе, а для стали по чугуну – в два раза меньше.

Сильно нагруженные винты домкратов проверяют на прочность по суммарному напряжению по формуле

$$\sigma = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad (5.4)$$

где $\sigma = Q \cdot g / F_o$ – напряжение сжатия в винте ($Q \cdot g$ – расчётная осевая сила, действующая на винт); $F_o = \pi \cdot d_o^2 / 4$ – площадь сечения винта по внутреннему диаметру резьбы d_o); $\tau = M_k / W_p$ – напряжение кручения в винте ($W_p = 0,2 d_o^3$ – полярный момент сопротивления сечения винта); $[\sigma] \leq \sigma_t / 3$ – допускаемое напряжение материала в винте (σ_t – предел текучести материала винта).

Длинные винты домкратов проверяют по объединённому условию прочности и устойчивости по формуле

$$\sigma_c = Q \cdot g / (F_o \cdot \varphi) \leq [\sigma_c], \quad (5.5)$$

где σ – коэффициент снижения напряжения, зависящий от гибкости стержня (выбирается по таблицам).

Гибкость винта определяют по формуле

$$\lambda = \mu l / r_u, \quad (5.6)$$

где μl – приведённая длина винта ($\mu = 2$); $r_u = \sqrt{J_o / F_o}$ – радиус инерции сечения винта; $J_o = \pi d_o^4 / 64$ – момент инерции сечения винта.

Для обеспечения износостойкости винтовой пары домкрата проверяют давление в резьбе:

$$p = Q \cdot g / (\pi d_{cp} \cdot h \cdot z), \quad (5.7)$$

где d_{cp} – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля резьбы (для трапецидальной резьбы $h = 0,5 \cdot t$, где t – шаг резьбы); z – число витков резьбы ($z = H / t$) по высоте гайки H ; $[p]$ – допустимое давление в резьбе.

Гидравлическими называют **домкраты**, у которых рабочим органом является гидроцилиндр, выдвигаемый из корпуса давлением масла, создаваемым ручным или приводным насосом. Для этих домкратов характерны плавность хода и точная установка поднимаемого груза. В отличие от винтовых домкратов гидравлические имеют высокий КПД. По сравнению с реечными и винтовыми гидравлические домкраты имеют значительно большую грузоподъёмность, которая изменяется в пределах от 1 до 200 т.

В домкратах с ручным приводом гидравлический цилиндр и насос размещены в одном литом (чугунном, стальном) корпусе. Давление масла („индустриальное 20 и 12”) создаётся усилием рабочего при движении плунжера 6 (рис. 5.3) рукояткой 8. При ходе плунжера вправо масло засасывается из резервуара в цилиндр 9 через шаровой клапан 5; при этом отверстие для пуска масла под подъёмный поршень 1 закрыто шаровым клапаном 4. При ходе плунжера 6 влево шаровой клапан 5 закрывается, открывается шаровой клапан 4, и масло из цилиндра 9 поступает под поршень 1. В результате этого

поршень поднимается вместе с грузом.

Для опускания груза открывают вентиль 3, и масло из-под плунжера перетекает в резервуар. При этом поршень начинает опускаться под действием собственного веса или груза.

В приводных домкратах устанавливают на отдельной раме шестерёнчатый насос с приводом от электродвигателя. При подъёме очень тяжёлого груза устанавливают несколько домкратов, которые соединяют шлангами и стальными трубопроводами с общим приводным насосом. Давление в рабочем цилиндре при подъёме груза, Па:

$$p = 4Qg/(\pi D^2), \quad (5.8)$$

где D – диаметр поршня, м.

Усилие на плунжере насоса, Н:

$$P_{пл} = p\pi d^2/4, \quad (5.9)$$

где d – диаметр плунжера, м.

Необходимое рабочее усилие (Н) на рукоятке:

$$P = P_{пл} \cdot l / (l_p \cdot \eta), \quad (5.10)$$

где $l_p = 500 \dots 800$ мм – рабочее плечо рукоятки, м;
 $l \approx 0,05 l_p$ – плечо рычага плунжера, м; $\eta = 0,8$ – КПД домкрата.

Высота подъёма гидродомкратов $h \approx 0,15 \dots 0,7$ м, а масса домкрата $m = 3 \dots 80$ кг.

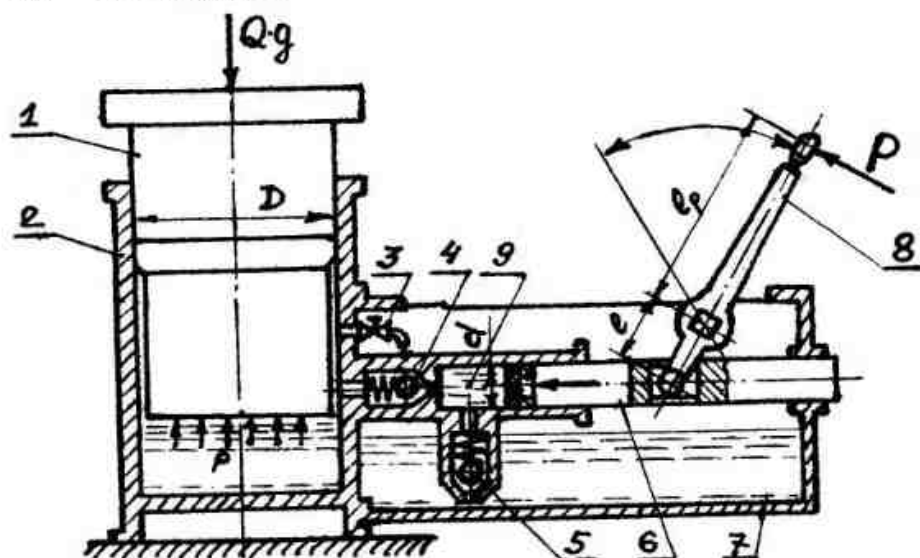


Рис. 5.3. Гидравлический домкрат:

1 – поршень; 2 – гидроцилиндр; 3 – вентиль; 4,5 – соответственно нагнетательный и всасывающий клапаны; 6 – плунжер;
 7 – резервуар для масла; 8 – рукоятка; 9 – цилиндр

5.3. Лебёдки

Важнейшим видом среди простых грузоподъёмных устройств являются **лебёдки** с ручным или механическим приводом. Известны лебёдки канатные и цепные; по роду механических передач – зубчатые, червячные, фрикционные, ременные и комбинированные; по мобильности – стационарные и передвижные; по способу установки – напольные, настенные, потолочные подвесные. В зависимости от конструктивного выполнения, лебёдки разделяют на однобарабанные и многобарабанные, односкоростные и многоскоростные; в зависимости от типа механического привода – с электроприводом, гидроприводом, приводом от ДВС.

Лебёдками также называют механизмы подъёма грузоподъёмных кранов и подъёмников, механизмы изменения вылета или передвижения тележек кранов, если в этих механизмах используют канаты или цепи.

Лебёдки с ручным приводом выполнены обычно барабанными. Такие лебёдки изготавливают с тяговым усилием 5...80 кН, канатоёмкостью барабана 50...200 м.

Напольная монтажная лебёдка с ручным приводом состоит (рис. 5.4, а) из барабана 1, зубчатых передач 3, дискового грузоупорного тормоза 4, смонтированных на параллельных валах. Последние опираются на подшипники, закреплённые в боковинах станины 2. Подъём и опускание груза осуществляется вращением рукояток 6.

Для увеличения скорости подъёма лёгких грузов служит блок из двух шестерён 5, изменяющих передаточное число зубчатой передачи. Удержание поднятого груза, а также (при необходимости) его опускание обеспечивается автоматическим грузоупорным тормозом 4.

Лебёдки тяговым усилием до 15 кН выполняют односкоростными, и они приводятся в действие усилиями одного–двух рабочих, а большим тяговым усилием – двускоростными и приводятся в действие усилиями трёх–четырёх рабочих. Канатоёмкость лебёдок в первом случае может достигать до

100...150 м (до 6 слоёв навивки каната на барабане), а во втором – до 300 м.

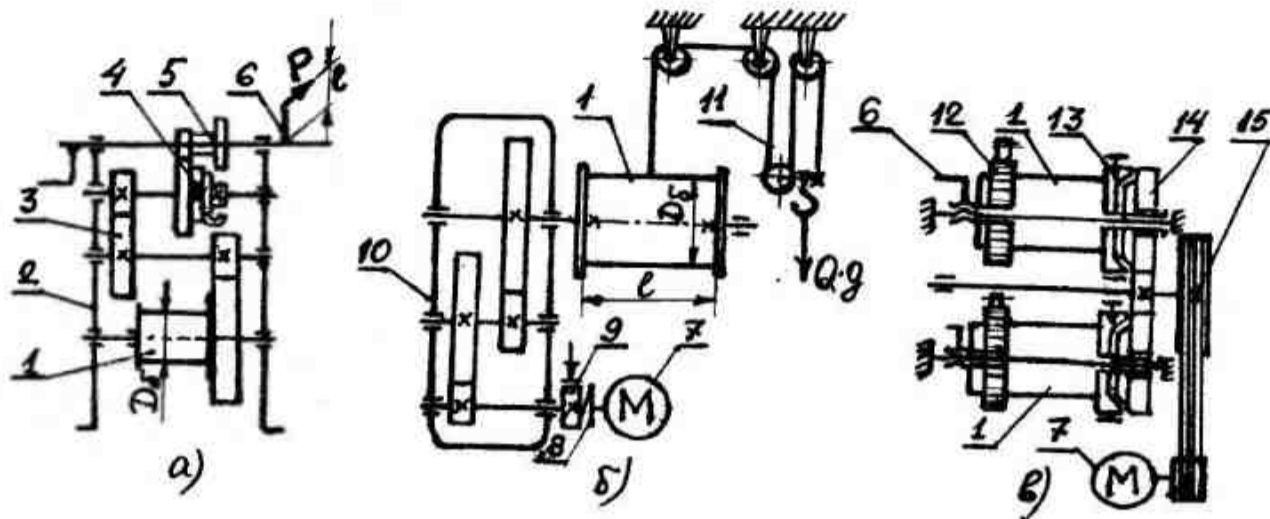


Рис. 5.4. Кинематические схемы лебёдок:

- а – ручная монтажная; б – электрореверсивная; в – фрикционная дубарабанная; 1 – барабан; 2 – станина; 3 – зубчатая передача; 4 – грузоупорный тормоз; 5 – блок шестерён; 6 – рукоятка; 7 – электродвигатель; 8 – муфта упругая; 9 – тормоз колодочный; 10 – зубчатый редуктор; 11 – полиспасть; 12 – храповое устройство; 13 – тормоз ленточный; 14 – муфта фрикционная; 15 – клиноремённая передача

В зависимости от величины усилия рабочих P , приложенного к приводным рукояткам на плече l (м) (рис. 5.4, а), и грузоподъёмности Q (т) выбирают передаточное число u , а вместе с тем и число зубчатых передач у лебёдки.

При подъёме груза к канату будет приложено усилие S_k (Н). На последнем слое навивки каната на барабан (при числе слоев навивки m , диаметрах гладкого барабана D и каната d_k) это усилие создаст грузовой момент, Нм:

$$T_{гр} = S_k [D + d_k(2m - 1)]/2. \quad (5.11)$$

Для преодоления этого момента необходимо приложить усилие рабочих к рукояткам, равное, Н:

$$P = T_{гр}/(l \cdot u \cdot \eta_m), \quad (5.12)$$

где u – передаточное число у зубчатых пар; η_m – общий КПД механизма.

Обычно в ручных лебёдках используют рукоятки с плечом 0,3...0,4 м и длиной ручки 0,3...0,45 м. Усилие, развиваемое одним рабочим, принимается $p = 200$ Н. Суммарное усилие

нескольких рабочих, приложенное к рукоятке,

$$P = \varphi \cdot z \cdot p, \quad (5.13)$$

где p – усилие, развиваемое одним рабочим; z – число рабочих; φ – коэффициент, учитывающий неодновременность приложения усилий рабочих, равный 0,8; 0,75 и 0,7 при работе двух, трёх и четырёх рабочих соответственно. Среднюю скорость движения рукоятки в расчётах принимают 0,5...0,6 м/с.

Лебёдки с машинным приводом по кинематической связи двигателя с барабаном разделяются на электрореверсивные (рис. 5.4, б) и фрикционные (рис. 5.4, в). В электрореверсивных лебёдках связь между двигателем и барабаном неразрываемая жёсткая, во фрикционных она осуществляется с помощью фрикционной муфты. **Однобарабанные электрореверсивные лебёдки** часто применяют в комбинации с полиспадами для подъёма грузов. Согласно ГОСТу 2914–80 они имеют тяговое усилие 4; 6,3; 10; 12,5; 20; 32; 50 кН. Электрореверсивная лебёдка (рис. 5.4, б) состоит из электродвигателя 7, упругой муфты 8, колодочного тормоза 9, зубчатого редуктора 10, барабана 1 и пусковой аппаратуры, установленных на сварной раме.

Во **фрикционных лебёдках** (рис. 5.4, в) возможна работа нескольких барабанов от одного двигателя, включаемых поочередно с помощью фрикционных муфт 14. При использовании лебёдки в качестве грузоподъёмного механизма неререверсируемый двигатель используется только для подъёма (перемещения) груза. Опускание груза осуществляется под действием его силы тяжести при отсоединении барабана от трансмиссии. Скорость опускания регулируется обычно ленточными спускными постоянно замкнутыми тормозами 13. Для предупреждения случайного опускания груза лебёдки снабжаются храповыми устройствами 12, связанными с барабанами 1 и управляемыми рукоятками 6.

Общий вид электрореверсивной однобарабанной лебёдки показан на рис. 5.5. Такие лебёдки используют на строительно-монтажных работах, а также для комплектации строительных подъёмников.

Электрореверсивная лебёдка смонтирована на раме 1 (рис. 5.5, а). Она включает гладкий барабан 2, стандартный двухступенчатый редуктор 3, электродвигатель 6, тормоз 4,

контроллер 7, резисторы 8 (с пускорегулирующими сопротивлениями) и упругую муфту 5 со встроенным тормозным шкивом. Барабан 2 (рис. 5.5, б) присоединён к редуктору 3 с помощью зубчатой муфты 9. Тормоз 4 – двухколочный с короткоходовым электромагнитом (или с электрогидравлическим толкателем). Опускание груза осуществляется принудительным реверсированием двигателя, что обеспечивает безопасность выполнения работ. При этом скорость опускания несколько выше скорости подъёма груза.

В тех случаях, когда, помимо номинальной скорости, необходимо иметь дополнительные скорости (большие или меньшие номинальной) применяют **многоскоростные лебёдки**. Например, при монтаже строительных конструкций стреловыми кранами необходимо иметь в лебёдках несколько различных скоростей каната. Номинальная скорость применяется для подъёма номинальных грузов, большая – для опускания порожних крюков и подъёма грузов малой массы. Малые скорости используются обычно как „посадочные” при установке грузов. Получить несколько скоростей можно, применив многоскоростные электродвигатели; однако такие двигатели имеют малую мощность, а крановые двигатели выпускают только в двухскоростном исполнении. Применяют конструкции лебёдок с несколькими двигателями и барабанами (многоскоростные лебёдки).

Схема одной из таких лебёдок показана на рис. 5.6. Данная грузовая лебёдка с грузовым моментом 10000 кН·м устроена следующим образом. Электродвигатели 2 и 11 посредством зубчатых муфт 3 и 10 соединены с валами 7 и 8 несимметричного дифференциала. На валах двигателя установлены колочные тормоза 4 и 9. На выходных валах редуктора смонтированы барабаны 1 и 12, свободно вращающиеся на оси 13. В такой лебёдке возможно получить четыре скорости в каждом направлении; вторую – при вращении только вала двигателя 2; третью – при вращении валов двигателей 2 и 11 в противоположных направлениях.

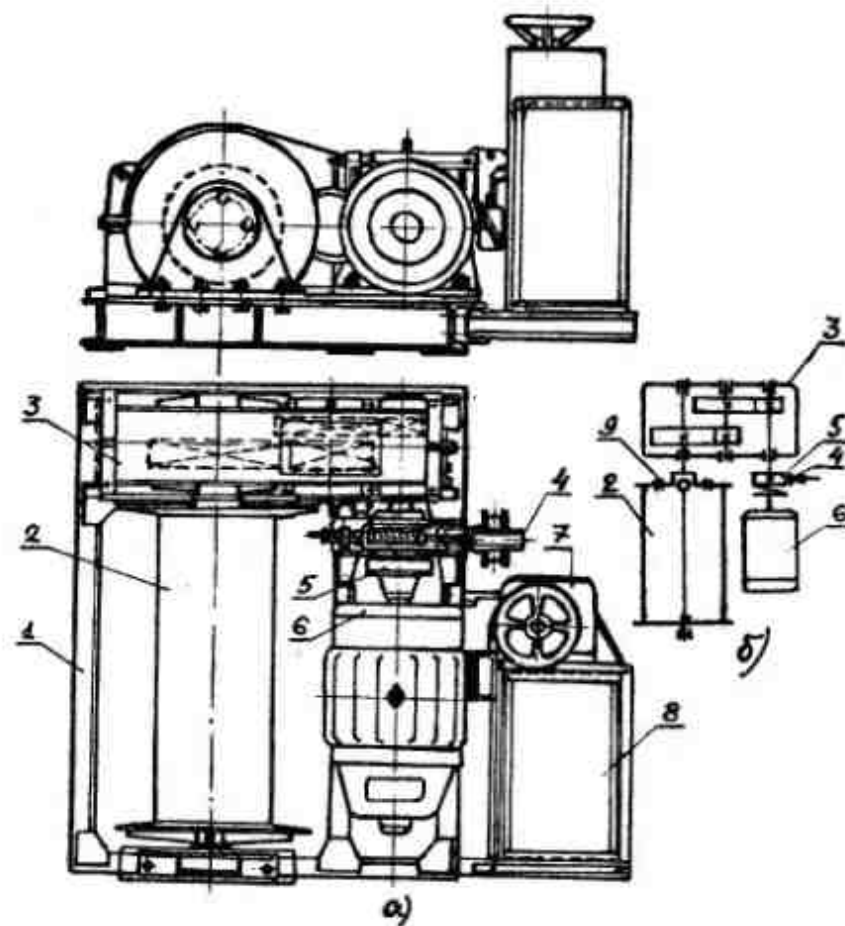


Рис. 5.5. Электрическая реверсивная однобарабанная лебёдка:
а – общий вид; *б* – кинематическая схема; 1 – рама; 2 – барабан;
 3 – редуктор; 4 – тормоз; 5 – муфта упругая; 6 – электродвигатель;
 7 – контроллер; 7 – резисторы; 9 – муфта зубчатая

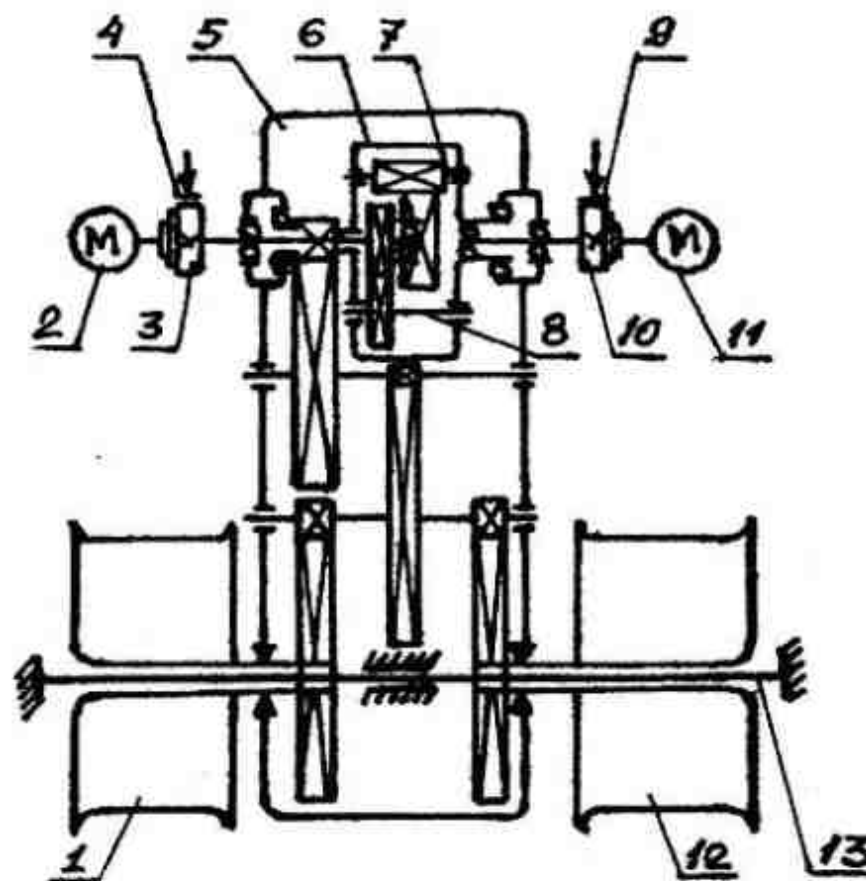


Рис. 5.6. Схема многоскоростной лебёдки с дифференциалом:
 1, 12 – барабаны; 2, 11 – электродвигатели; 3, 10 – зубчатые муфты;
 4, 9 – колодочные тормоза; 5 – редуктор; 6 – дифференциал;
 7, 8 – валы дифференциала; 13 – ось

5.4. Канатно-блочные полиспасты

Полиспаст – это простое устройство для подъёма и подтягивания груза, состоящее из подвижных и неподвижных блоков. Блоки огибаются канатом и смонтированы в обоймах. Полиспасты служат для уменьшения натяжения в канате, а также уменьшения вращающего момента на барабане. Подвешивание груза на нескольких ветвях позволяет, снизив нагрузку на канат, уменьшить его сечение, размеры блоков и барабанов, массу и размеры механизма в целом. Усилие для передвижения груза массой до 0,5 т прикладывают к концевой ветви полиспаста вручную или с помощью лебёдки. В зависимости от схемы работы полиспасты дают экономию силы (рис. 5.7, а, б, в, д, ю) или скорости (рис. 5.7, з, е, з). Первые применяют в виде самостоятельных механизмов и называют полиспастами прямого действия, вторые – в гидравлических и пневматических подъёмниках при незначительном ходе поршня и называют полиспастами обратного действия.

Полиспасты прямого действия применяют в механизмах кранов для подъёма груза и стрелы, чтобы уменьшить усилие в концевой ветви каната, навиваемой на барабан лебёдки. В качестве самостоятельного подъёмного механизма полиспасты применяют на монтажных работах, где важно обеспечить наибольшее усилие подъёма и малые скорости движения монтажного элемента. **Полиспасты, встроенные в грузоподъёмные машины**, бывают одинарные (рис. 5.7, а, ж) и сдвоенные (рис. 5.7, б, в). Сдвоенный полиспаст обеспечивает вертикальный и устойчивый подъём груза при наматывании одновременно двух ветвей. Для выравнивания натяжения и длины ветвей каната ставят уравнивательные блоки (см. рис. 5.7, в).

Основной характеристикой полиспаста является **кратность** (передаточное число) $u_{\text{п}}$. **Кратность** одинарного полиспаста $u_{\text{п}} = z$; кратность сдвоенного полиспаста $u_{\text{п}} = z / 2$, где z – число ветвей, на которых подвешен груз. КПД полиспаста определяют как отношение полезной работы $Q \cdot g \cdot h$ при подъёме груза на высоту h к затраченной работе $F \cdot z \cdot h$:

$$\eta_n = Q \cdot q \cdot h / (F \cdot z \cdot h), \quad (5.14)$$

$$\eta_n = (1 - \eta^z) / [z (1 - \eta)].$$

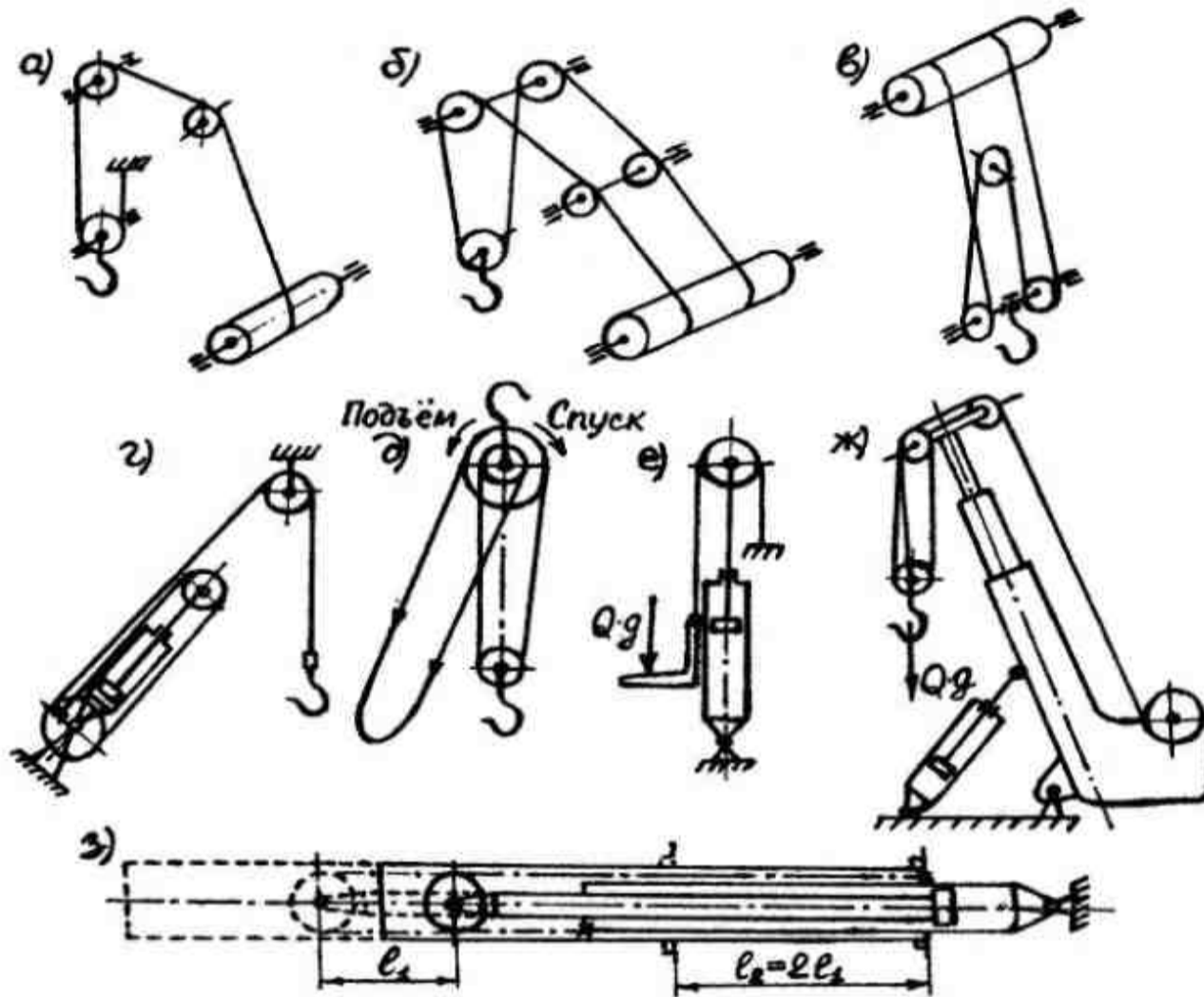


Рис. 5.7. Схемы канатно-блочных полиспастов:
 а – одинарный; б – двойной; в – то же, с уравнительным блоком;
 г, е, з – обратного действия (с гидроцилиндром);
 д – дифференциальный; ж – схема закрепления полиспаста на кране;
 l_1 – перемещение штока гидроцилиндра; l_2 – путь, пройденный
 смещаемым элементом

Если тянущая ветвь каната сходит с неподвижного блока (см. рис.5.7, г), то

$$\eta_n = (1 - \eta^z) \cdot \eta / [z (1 - \eta)], \quad (5.15)$$

где η – КПД канатного блока; z – число ветвей полиспаста, на которых подвешен груз.

5.5. Тали

По виду привода тали могут быть ручные и электрические, а по виду гибкого элемента – цепные и канатные. Тали с ручным приводом служат для подъема груза с помощью грузовых пластинчатых или сварных калиброванных цепей, приводимых в движение вручную с помощью приводных звездочек. Грузовая цепь образует полиспасть кратностью 2; 3 и (реже) 4. Ручные цепные тали применяют при выполнении монтажных и ремонтных работ. Тали подвешивают за крюк к треногам, перекрытиям цехов, балкам, а также к тележкам, которые могут перемещаться по двутавровым балкам. Различают червячные, шестеренные и дифференциальные ручные тали (рис. 5.8). Червячные тали по ГОСТу 1106–74 изготавливают грузоподъемностью 0,25; 0,5; 1; 2; 3,2; 5; 8 и 12,5 т. В червячной тали (рис.5.8, а) применена червячная передача с двузаходным червяком 7. В качестве гибкого элемента использована пластинчатая цепь 8 и звездочка 1 с минимальным числом зубьев. Тали имеют тормоз 3 грузопорного типа, замыкающийся от осевого усилия червяка 7. Вращение червяка и червячного колеса 4 проводится приводной круглозвенной цепью 6 через цепное колесо 5. Таль подвешивают к балке верхним крюком 2. КПД червячных талей $\eta = 0,55 \dots 0,7$.

Усилие рабочего на тяговой цепи P (Н) определяют по формуле

$$P = Q \cdot g \cdot D_3 / (D_k \cdot U_{\text{п}} \cdot U \cdot \eta), \quad (5.16)$$

где $Q \cdot g$ – сила тяжести груза, Н; D_3 – диаметр звездочки, м; D_k – диаметр тягового колеса, м; $U_{\text{п}}$ – кратность полиспаста грузовой цепи; U – передаточное число червячной пары; η – КПД тали.

Шестеренные тали по устройству аналогичны червячным, за исключением подъемного устройства, в котором вместо червячной пары применен планетарный редуктор. ГОСТ 2799–

75 регламентирует для шестеренных талей следующую грузоподъемность: 0,25; 0,5; 1; 2; 3,2; 5 и 8 т. Таль состоит (рис. 5.8, б) из тяговой сварной цепи 6, которая от усилия рабочего P вращает вал с ведущей шестерней 1 планетарной передачи. Шестерня 1 входит в зацепление с сателлитными шестернями 9 и 10, сидящими на водиле. Сателлиты находятся в зацеплении с неподвижным венцом корпуса тали 12. К водилу прикреплена грузовая звездочка 1, через которую проходит пластинчатая цепь 8, охватывающая блок на подвеске крюка 13. Цепное колесо 5 посажено на валу фрикционного грузоупорного тормоза 3. Между колесом и тормозным диском имеется храповик. Собачка храпового устройства предохраняет от самопроизвольного опускания груза. Шестеренные тали по сравнению с червячными имеют более высокий КПД ($\eta = 0,9 \dots 0,92$).

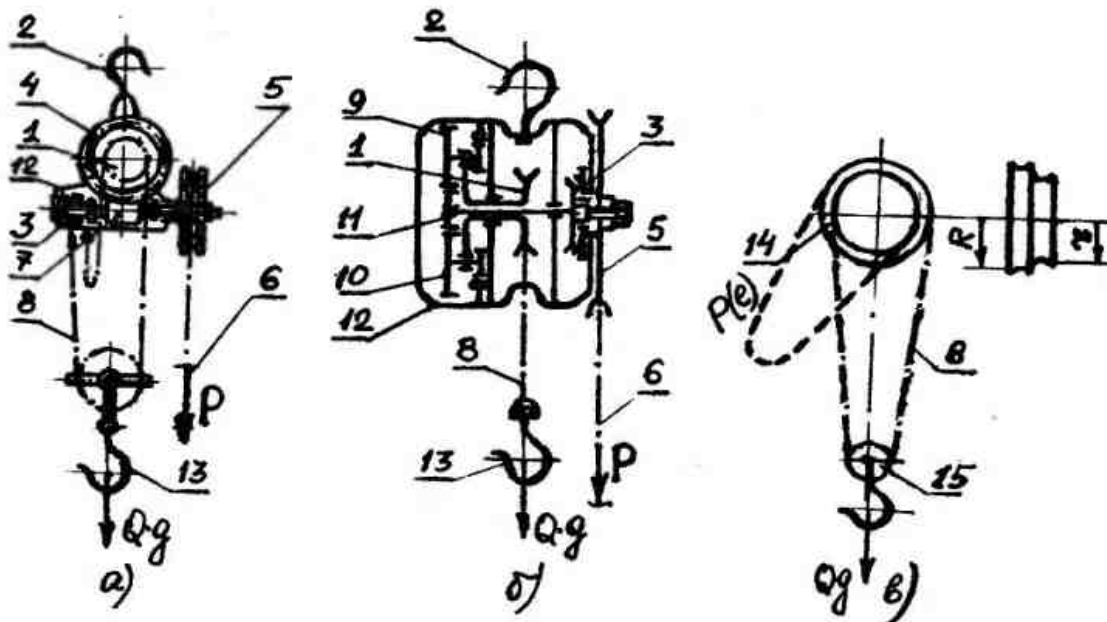


Рис. 5.8. Схемы талей с ручным приводом:
 а – червячная; б – шестеренная; в – дифференциальная;
 1 – звездочка; 2 – крюк; 3 – грузоупорный тормоз; 4 – червячное колесо; 5 – цепное колесо; 6 – приводная цепь; 7 – червяк;
 8 – грузовая цепь; 9, 10 – сателлитные шестерни; 11 – ведущая шестерня; 12 – корпус; 13 – крюковая подвеска;
 14, 15 – соответственно верхний и нижний блоки

Дифференциальная таль (рис. 5.8, в) состоит из двух блоков, соединенных бесконечной сварной цепью 8. Блоки 14 отлиты под звенья сварной калиброванной цепи, блок 15 выполнен с гладким ручьем. В тали отсутствует тормоз, поэтому обязательным условием проектирования такой тали является обеспечение самоторможения системы блоки – цепь – груз. Для обеспечения условия самоторможения передаточное отношение дифференциальной тали должно быть $U \geq 18$. Общий КПД дифференциальной тали мал ($\eta_0 \approx 0,4$), поэтому при больших грузоподъемностях такие тали не используются.

Тали с ручным приводом имеют высоту подъема груза до 3 м, а по специальным заказам – до 12 м. Скорости подъема груза составляют 0,13...2,65 м/мин при скорости движения тягового элемента 30 м/мин, причем значения скоростей понижаются с увеличением грузоподъемности. **Электрические тали** нашли широкое применение благодаря компактности конструкции, удобству и безопасности эксплуатации. Их используют на складских и ремонтных работах. При необходимости горизонтального перемещения груза электроталь подвешивают к роликовой тележке, перемещающейся по полкам балки поворотной консоли, монорельсового пути или фермы крана мостового типа. Параметры обслуживаемой площади определяются траекторией перемещения тали. При этом различают тали стационарные и передвижные, с ручным и электромеханическим приводом поступательного перемещения.

По виду гибкого элемента электротали разделяются на цепные и канатные. Последние применяются более широко. По взаимному расположению электродвигателя и барабана электротали изготавливают с фланцевым двигателем, установленным на одной оси с барабаном, и с двигателем, встроенным в барабан. Последние изготавливают серийно (серии ТЭ) и имеют грузоподъемность (по ГОСТу 25584–83) 0,25; 0,5; 1; 2; 3,2 и 5 т; высоту подъема 6,12 и 18 м; скорость подъема 8 м/мин, передвижения 20 и 32 м/мин. Их устанавливают на двутавры 18М...45М (ГОСТ 19425–74).

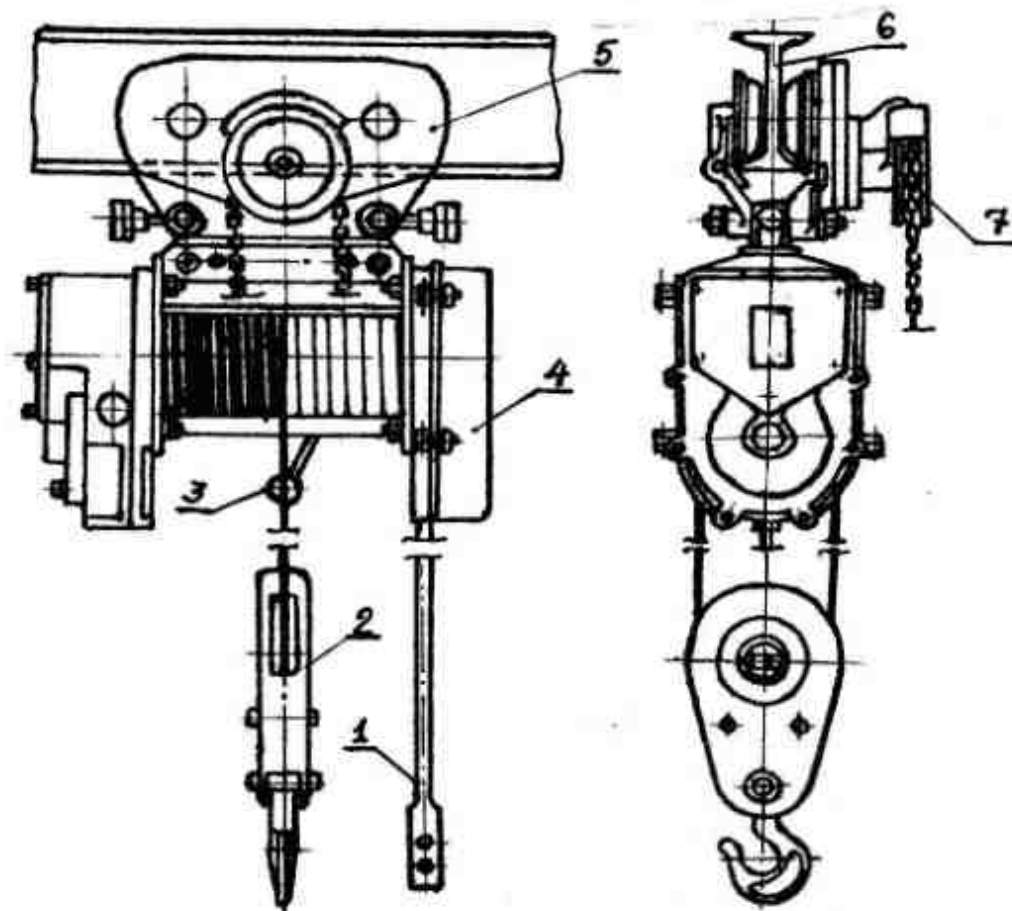


Рис. 5.9. Таль электрическая с ручным приводом передвижения:
 1 – пульт управления; 2 – крюковая подвеска; 3 – ограничитель
 высоты подъема груза; 4 – корпус; 5 – роликовая тележка;
 6 – монорельс; 7 – приводное устройство тележки

На рис. 5.9 показана электроталь, подвешенная к четырехколесной неприводной тележке 5, передвигающейся с помощью ручного приводного устройства 7. Управление талью и приводной тележкой осуществляется с пола. При этом подъем или опускание крюковой подвески с грузом или без него осуществляется при помощи пульта управления 1, а передвижение роликовой тележки 5 – при помощи приводного устройства 7.

Механизм подъема электротали с фланцевым двигателем 2 (рис. 5.10, а) состоит из корпуса 4, в котором размещен барабан 3, редуктора 7, дискового электромагнитного тормоза 9 и крюковой подвески 5. Корпус подвешен к ходовым тележкам 1. Опускание груза осуществляется реверсированием двигателя. Тормоз 9 действует автоматически: при включении двигателя электромагниты 8, включенные в его цепь, разъединяют диски, и вал 6 вращается свободно. При отключении двигателя катушки электромагнитов и диски тормоза сжимаются пружинами 10, фиксируя груз.

Электроталь со встроенным в барабан электродвигателем 2 (рис. 5.10, б) и планетарным редуктором имеет малые габаритные размеры. Корпус тали 4 крепится к ходовым каткам 1 и перемещается по монорельсу. Барабан 3 перекачивается по роликам 16, смонтированным на корпусе тали. На вал электродвигателя посажена центральная шестерня 12, приводящая во вращение сателлиты 13 и водило 11. Шестерни 14 входят в зацепление с венцом 15 обода барабана с одной стороны, вторую его сторону вращают промежуточные шестерни 17 через обод 18. Шестерни 17 связаны с водилом.

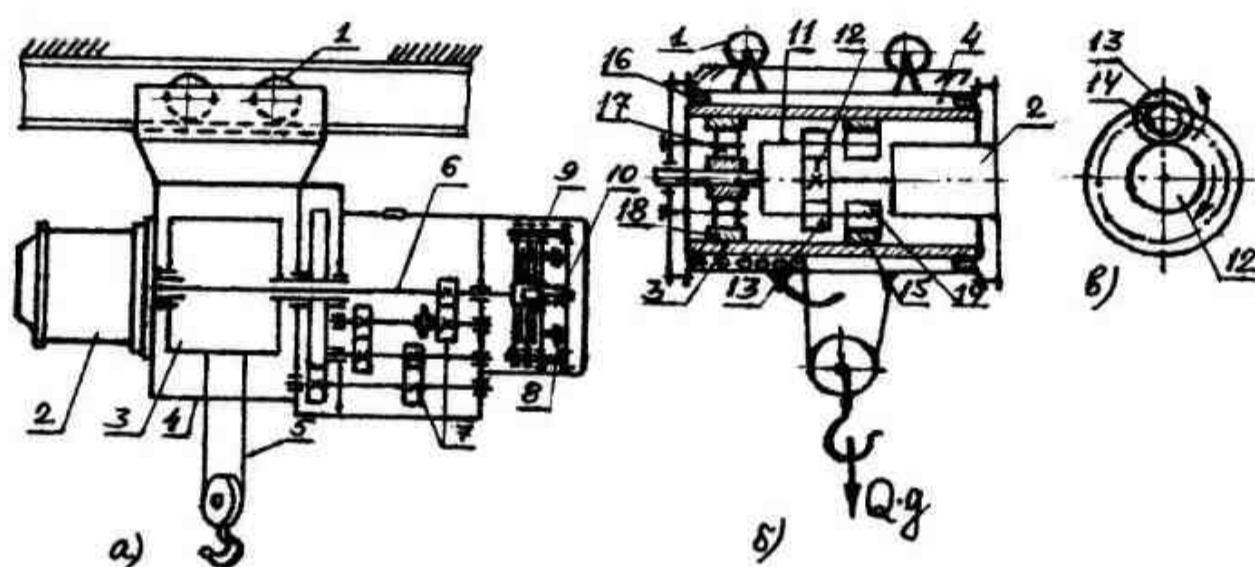


Рис. 5.10. Кинематические схемы механизмов подъема электроталей:
 а – с цилиндрической зубчатой передачей и фланцевым двигателем;
 б – с планетарной передачей; в – расчетная схема планетарной
 передачи; 1 – ходовой каток; 2 – электродвигатель; 3 – барабан;
 4 – корпус; 5 – крюковая подвеска; 6 – вал; 7 – редуктор;
 8 – электромагниты; 9 – тормоз; 10 – пружина; 11 – водило;
 12 – центральная шестерня; 13 – сателлит; 14 – шестерня;
 15 – венец обода барабана; 16 – ролик;
 17 – промежуточная шестерня; 18 – обод

Конструкция электроталей серии ТЭ унифицирована. Она состоит из отдельных узлов-блоков, что облегчает их изготовление и повышает качество. На рис. 5.11 приведена кинематическая схема стандартной электротали с приводной тележкой. Электроталь (рис. 5.11, а) устроена следующим образом. В нарезной барабан 6 встроен электродвигатель 7, к которому ток подводится щетками 104

через кольцевой токосъемник. Двухступенчатый соосный редуктор имеет две пары прямозубых цилиндрических колес 4 и 5. Валы редуктора и двигателя соединены зубчатой втулкой 9. Барабан вращается от колеса 5 через зубчатую муфту. Редуктор обдувается воздушным потоком, создаваемым центробежным вентилятором, крыльчатка которого крепится к тормозному шкиву. Для большей безопасности работы грузоподъемного механизма в электротали предусмотрены два тормоза.

На быстроходном валу редуктора установлен колодочный тормоз 3 с длинноходовым электромагнитом закрытого типа, который является стопорным и регулируется на тормозной момент с требуемым запасом торможения. Второй тормоз – грузоупорный 1, служащий для опускания груза.

Тормозные диски и храповик 2, установленные на промежуточном валу редуктора, погружены частично в масляную ванну. Диски изготовлены из фрикционных материалов, обеспечивающих длительную работу в масле. С другой торцевой стороны барабана расположен шкаф 8 с электроаппаратурой. Ходовая часть электротали состоит (рис. 5.11, б) из приводной и холостой шарнирных тележек, соединенных траверсой, к которой крепится ее корпус. Привод ходовой тележки состоит из короткозамкнутого асинхронного электродвигателя фланцевого типа 9 и редуктора 12, передающих вращение двум коническим каткам 13. Следует отметить, что существенным недостатком электроталей рассмотренной конструкции (со встроенными в барабан электродвигателем и планетарным редуктором) является трудность в проведении технического обслуживания и плохое охлаждение двигателя. Для точной установки деталей и сборочных единиц при сборке, а также получения дополнительной – «посадочной» скорости, в несколько раз меньшей основной скорости, при выполнении монтажных работ применяют специальные электротали с микроприводом и двумя скоростями подъема с соотношением скоростей 1:8, 1:14 относительно основной. Сначала подъем и опускание груза происходят на первой скорости, а при приближении к месту установки – на второй.

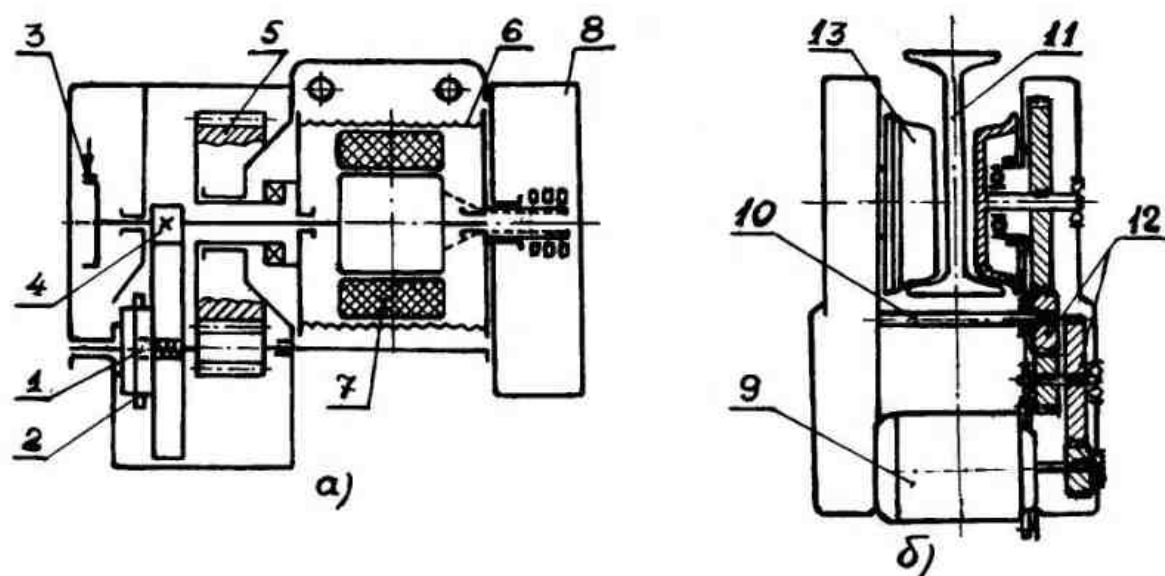


Рис. 5.11. Кинематические схемы электротали серии ТЭ (а) и ее приводной тележки (б):

- 1 – грузоупорный тормоз; 2 – храповик; 3 – колодочный тормоз;
4, 5 – цилиндрические зубчатые колеса; 6 – барабан;
7, 9 – электродвигатели; 8 – шкаф с электроаппаратурой;
10 – соединительный валик; 11 – монорельс;
12 – зубчатые передачи; 13 – каток

ГЛАВА 6. КРАНЫ СТРЕЛОВОГО ТИПА

6.1. Общие сведения о кранах стрелового типа

В строительстве, на промышленных предприятиях, транспорте и др. производствах с целью механизации подъемно-транспортных работ широко применяются различные виды **стреловых кранов**. Это краны башенные, стреловые самоходные, порталные, мачтовые, консольные (рис. 6.1). Характерными особенностями этих кранов, определяющими их параметры, являются виды применяемого оборудования: ходового, силового, стрелового, а также характер использования: монтаж конструкций, подача различных материалов, перегрузочные работы, в том числе с использованием грейфера [7, 12].

Работы, выполняемые грузоподъемными кранами стрелового типа многообразны. **В жилищном и гражданском строительстве** при помощи башенных и других кранов ведутся основные строительные-монтажные работы: установка и монтаж фундаментных и стеновых блоков, колонн, плит перекрытий и других крупных элементов, а также подъем на здание различных строительных материалов. **В промышленном строительстве**, кроме основных строительных работ по возведению промышленных зданий, мощными башенными и самоходными кранами ведутся все работы по монтажу крупного промышленного оборудования, доменных печей, цементных и нефтеперерабатывающих заводов и т. п. **В гидротехническом строительстве** при помощи башенных и других кранов ведутся работы по изготовлению каркасов из крупной арматуры, установке арматуры и железобетонных элементов плотины и частично по укладке бетонной смеси в тело плотины. **В трубопроводном строительстве** тракторными кранами-трубоукладчиками выполняются основные работы по подъему плетей сваренных трубопроводов при их технологической обработке по укладке в траншею.

В полиграфическом производстве грузоподъемные краны выполняют различные виды погрузочно-разгрузочных работ со штучными и расходными материалами, а иногда и с

полиграфическим оборудованием.

К грузоподъемным кранам **стрелового типа** предъявляются следующие технико-эксплуатационные требования: они должны быть приспособлены для быстрого и удобного перемещения с одной строительной площадки на другую, причем самоходные краны – и внутри строительной площадки, между объектами.

Грузоподъемным самоходным кранам необходимо автономное энергоснабжение, однако в случае длительного использования на одном месте они должны быть приспособлены для питания от внешней электросети. Грузоподъемные краны должны быть оборудованы контрольно-предохранительным оборудованием, обеспечивающим безопасность работы и высокую производительность. Необходимо, чтобы привод механизмов кранов, применяемых на монтажных работах, и система управления им обеспечивали глубокое регулирование скорости.

6.2. Классификация и общая характеристика башенных кранов

Башенными кранами называют грузоподъемные машины, у которых несущей конструкцией является высокая башня с установленной наверху стрелой, поворачиваемой на 360° в плане. Их относят к стреловым кранам, у которых поднимаемый груз находится вне опорного контура. С одной стоянки этими машинами обслуживается кольцевая площадь с радиусами R_{\max} и R_{\min} , являющимися предельными вылетами груза. Башенные краны являются одним из основных грузоподъемных устройств, применяемых для производства строительно-монтажных работ. Сочетание башни со стрелой Г-образной формы обеспечивает наилучший охват строящихся сооружений при укладке штучных грузов на разных отметках от уровня земли.

В жилищном строительстве применяют башенные краны грузоподъемностью 5...12,5 т и до 25 т для подъема и монтажа элементов зданий, подачи строительных материалов и перемещения других грузов. Используемые в промышленном строительстве при монтаже конструкций и тяжёлого

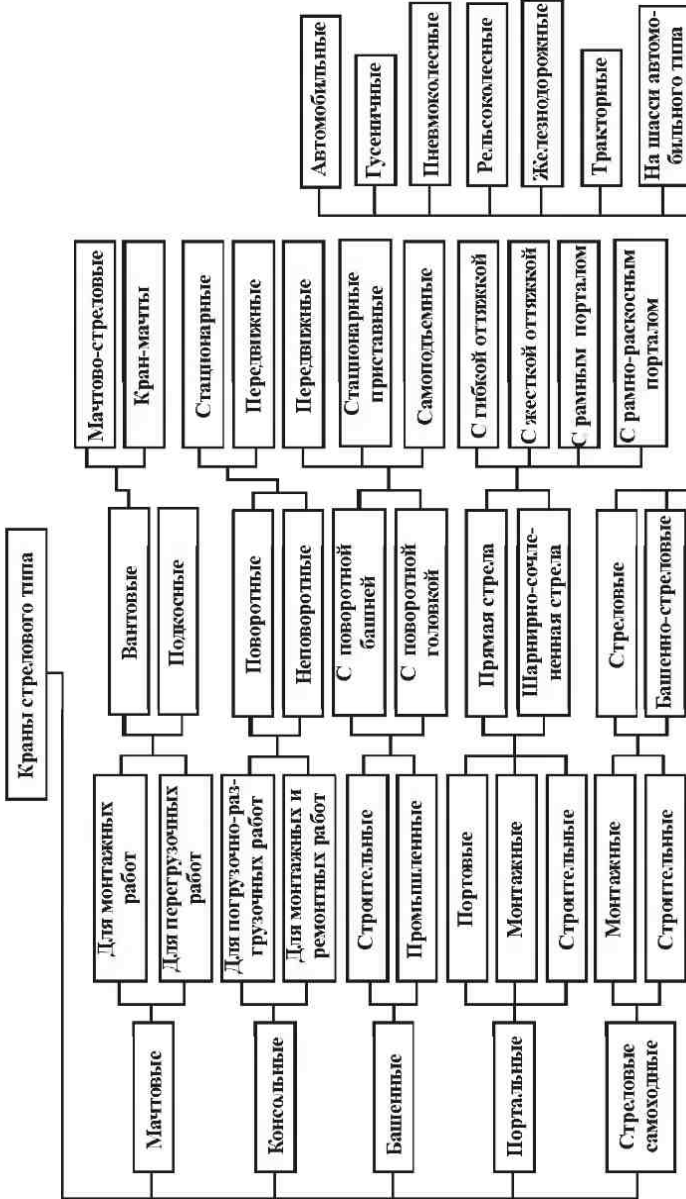


Рис. 6.1. Классификация кранов стрелового типа

промышленного оборудования башенные краны имеют грузоподъемность до 50 т.

Башенные краны бывают передвижными – чаще на рельсовом и реже на пневмоколесном ходу, стационарными (приставными к зданию и установленными на фундаменте) и самоподъемными, используемыми при строительстве высотных, с металлическим каркасом зданий и других объектов. Передвижные краны могут быть: с неповоротной башней, но с поворотным оголовком, на котором установлена стрела; с поворотной башней, устанавливаемой на поворотной платформе. Вылет груза относительно оси вращения платформы (оголовка) можно изменять подъемом стрелы или передвижением грузовой тележки по горизонтальной стреле. В первом случае грузоподъемность крана Q на разных вылетах от оси вращения крана берут переменной. Ее определяют из постоянства грузового момента

$$Q_{\min} \cdot R_{\max} = Q_{\max} \cdot R_{\min}, \quad (6.1)$$

являющегося у стреловых кранов вторым основным, после грузоподъемности, параметром. Во втором случае грузоподъемность Q берут постоянной на всех вылетах.

Строительные башенные краны стандартизованы (ГОСТ 13556–85) [17,24]. По назначению они бывают: производственными – для гражданского, промышленного и гидротехнического строительства, а также монтажными – для монтажа металлургического и химического оборудования. Они, в основном, отличаются величинами грузоподъемности Q , грузового момента $M_{гр} = Q \cdot R$ и высотой подъема груза H , которая может быть разной при одних и тех же величинах Q и $M_{гр}$.

Металлоконструкция башенного крана состоит из стрелы, башни, поворотной платформы, противовесной консоли и неповоротной рамы. На башенных кранах применяют преимущественно конструкции из проката. Стрелы изготавливают из уголкового проката или из труб. Пояса между собой связаны раскосами и стойками.

Стрелы башенных кранов классифицируют по способу изменения вылета на подъемные и балочные, а по виду

конструкции – на решетчатые и сплошностенчатые. Наибольшее распространение получили прямые подъемные стрелы, стреловой расчал которых прикреплен к оси блоков на оголовке стрелы (рис. 6.2, *а*). Другой разновидностью является консольная подъемная стрела крана (рис. 6.2, *б*). Вылет на этом кране в рабочем положении изменяют с помощью гидроцилиндров. В некоторых случаях для увеличения высоты подъема или вылета и более рационального использования подстрелового пространства на подъемных стрелах устанавливают гуськи (рис. 6.2, *в*).

Подъемные стрелы выполняют преимущественно решетчатыми. Для данных конструкций применяют уголкового и трубчатые профили. Поперечные сечения уголкового стрел прямоугольные (рис. 6.2, *з*), а трубчатых – прямоугольные (рис. 6.2, *ж*) и треугольные (рис. 6.2, *и*). Более предпочтительны трубчатые стрелы трехгранного сечения, т. к. они имеют меньшую массу, чем четырехгранные, и менее трудоемки в изготовлении. **Балочные стрелы** большей частью выполняют одноподвесными. Двухподвесная (рис. 6.2, *г*) и многоподвесная стрелы получили распространение только на кранах с большими вылетами, превышающими 45 м. Это объясняется тем, что из-за статической неопределимости для надежной работы требуется большая точность изготовления и тщательная регулировка натяжения подвесок.

Иногда применяют молотовидные стрелы (рис. 6.2, *д*). Их преимущество – в простоте расчетной и конструктивной схем; для ряда кранов их легко унифицировать. Шарнирно-сочлененная стрела (рис. 6.2, *е*) позволяет строить основную часть сооружения, используя большой вылет, а высотную часть – с изогнутой стрелой, по верхней части которой сохраняется движение грузовой тележки. Балочные стрелы выполняют с поперечным сечением из разных профилей. На рис. 6.2, *й, к* показаны поперечные сечения стрел современных кранов, получившие наибольшее распространение. Они трехгранные, грузовые тележки перемещаются по нижним поясам. Элементы решетки таких стрел, выбираемые по предельной гибкости,

выполняют из труб. Такие профили по сравнению с другими профилями обладают лучшими аэродинамическими свойствами, в результате чего снижается нагрузка на стрелу из плоскости подвеса, что особенно важно для стрел большой длины.

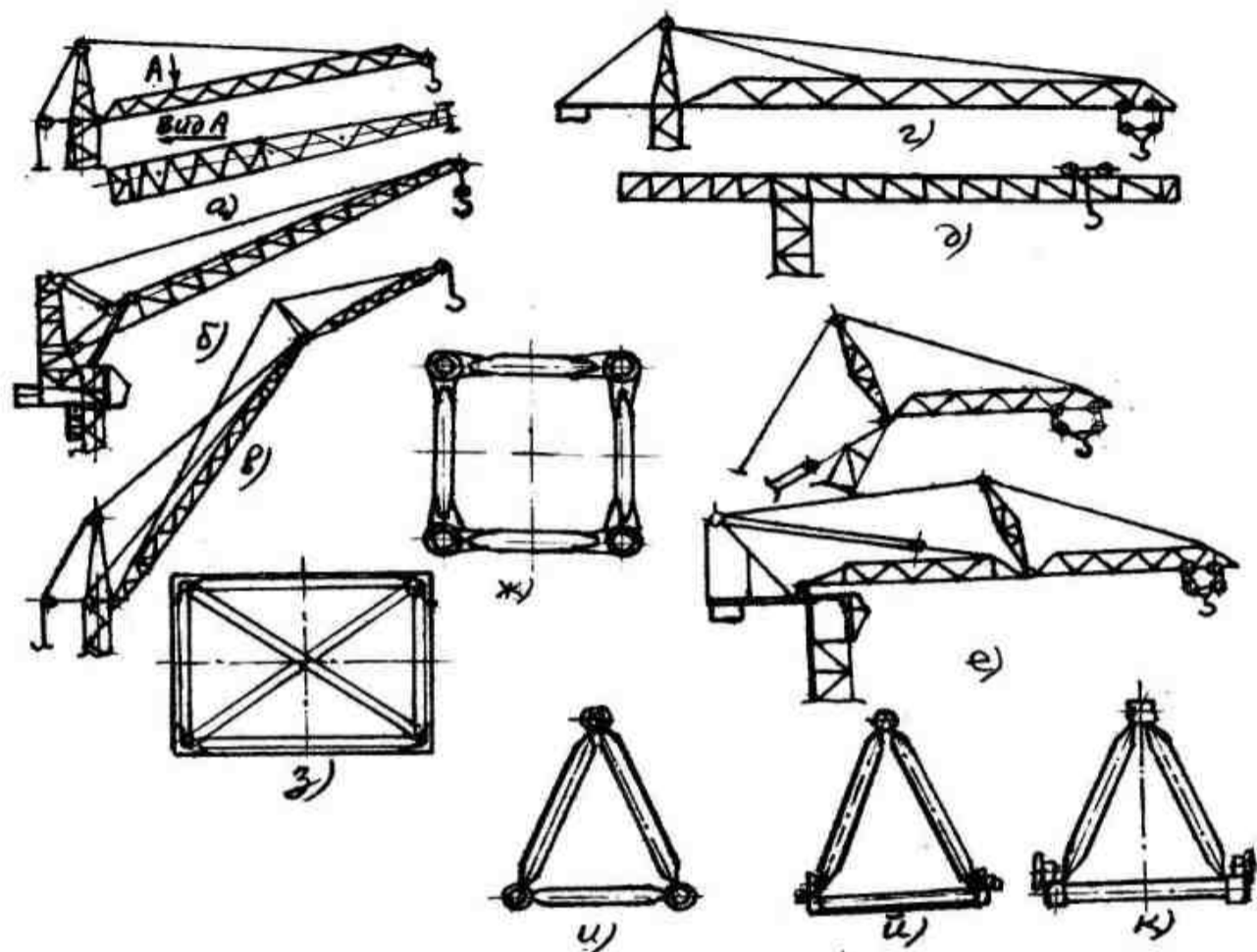


Рис. 6.2. Схемы подъемных (а,б,в) и балочных (г, д, е) стрел и их сечений:

*а – прямая; б – консольная; в, е – шарнирно-сочлененные;
г – двухподвесная; д – молотовидная; сечения стрел:
ж – трубчатой; з – уголковой; и – трубчатой трехгранной;
й – то же, с нижним поясом из уголков; к – то же, пояса
коробчатые, раскосы из труб*

Башни кранов по виду соединения со стрелой разделены на две группы: поворотные и неповоротные. В первом случае стрела вращается вместе с башней относительно опорных частей, во втором – стрела вращается относительно башни. Неповоротные башни сочетаются с верхним расположением

противовеса, а поворотные – с верхним и нижним его расположением. Оба типа башен выполняют постоянной или переменной высоты. Башни переменной высоты применяют складывающимися (рис. 6.3, а), телескопическими (рис. 6.3, б), подращиваемыми снизу (рис. 6.3, в) или наращиваемыми сверху (рис. 6.3, г).

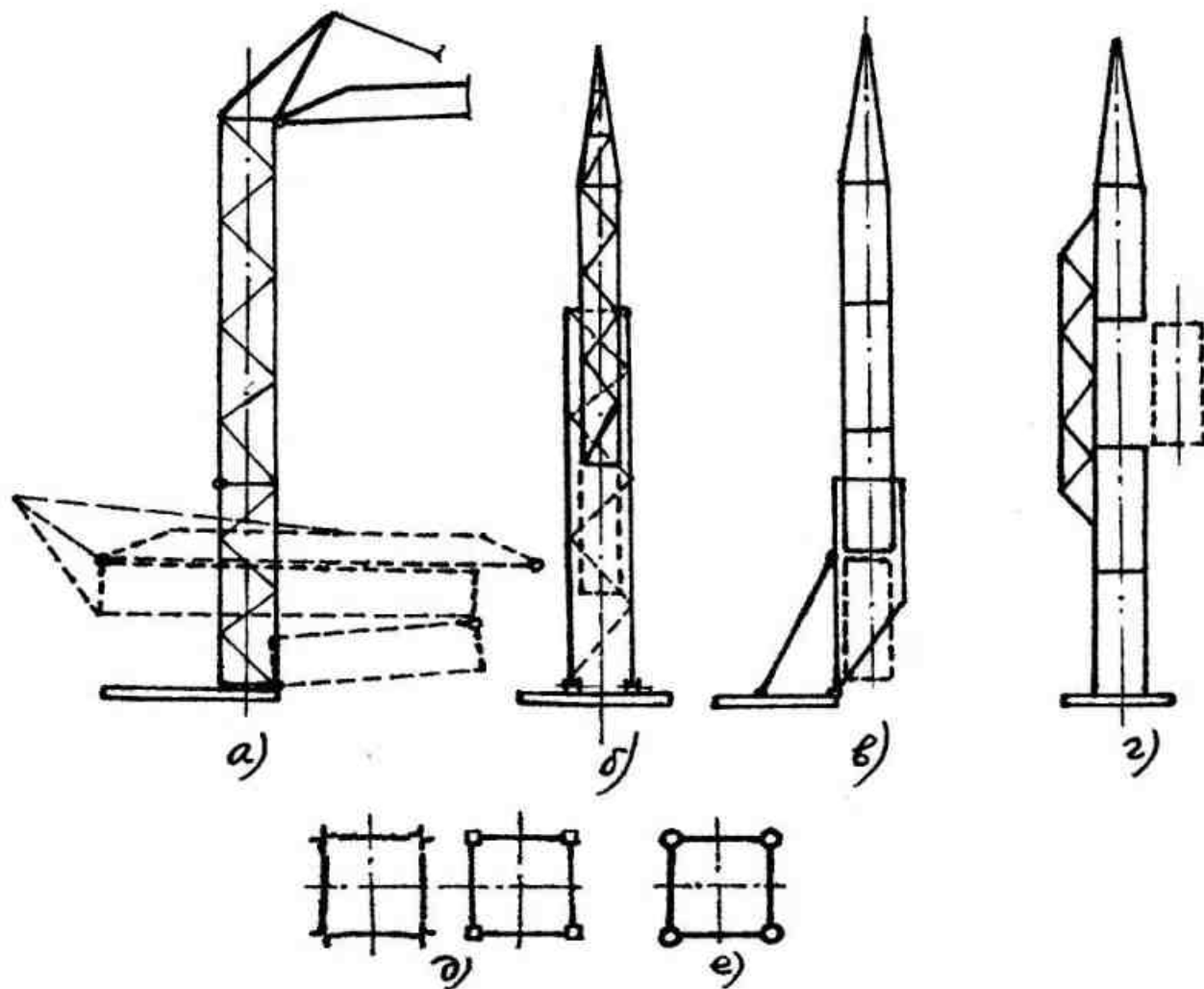


Рис. 6.3. Схемы башен переменной высоты:

а – складывающаяся; б – телескопическая; в – подращиваемая снизу; г – наращиваемая сверху; д – сечение башни из плоских уголковых панелей; е – то же, из трубчатых панелей

В большинстве случаев поперечное сечение башни имеет вид прямоугольника, реже – круга и треугольника.

Необходимость изменения высоты башен наложило отпечаток на их конструкцию. Секции башен в зависимости от

принятого способа монтажа выполняют объемными цельносварными или сборными из плоских или объемных панелей и отдельных деталей. На рис. 6.3, *д*, *е* показано несколько вариантов секций башни, собираемых из отдельных панелей.

Для изготовления башен применяют как углеродистые стали обыкновенного качества, так и низколегированные. В результате образуются "бистальные" конструкции, у которых пояса из низколегированной стали, а элементы решетки, выбираемые по гибкости, из углеродистой стали обыкновенного качества. Изготавливают башни из различных профилей, например, пояса делают из уголков, а раскосы – из труб (круглых или прямоугольных) или гнутого профиля. Для изготовления стрел применяют углеродистые стали обыкновенного качества, а также низколегированные стали.

В строительстве наибольшее распространение получили **башенные краны с поворотной башней** (на поворотной платформе) и **с поворотным оголовком** (с неповоротной башней).

6.3. Конструкция кранов

В кранах с поворотной башней по сравнению с кранами с поворотным оголовком масса высокорасположенных элементов меньше, а, следовательно, и ниже расположен общий центр масс, что способствует уменьшению общей массы крана, повышению удобства его транспортирования, монтажа и т. п. У такого крана решетчатая (или трубчатая) башня 10 (рис. 6.4) крепится к поворотной платформе 3, которая через опорно-поворотное устройство 14 опирается на ходовую часть 1.

На поворотной платформе размещаются: противовес 4, грузовая 12, стреловая 11 лебедки и механизм вращения поворотной платформы 13. Стрела 8 крепится шарнирно к башне и удерживается канатными тягами, которые через

направляющие блоки соединены с подвижной обоймой стрелового полиспаста 5. Подъем и опускание груза выполняются грузовым полиспастом 16 с помощью грузовой лебедки и крюковой подвески. Управление краном ведется из кабины 9. Изменение вылета груза осуществляется наклоном стрелы.

В башенных кранах для механизма подъема груза в зависимости от грузоподъемности применяют одиночные и двоянные полиспасты двух-, трех-, четырех- и большей кратности.

В кранах с грузовым моментом 250 кНм и более осуществляют горизонтальный ход грузовой подвески 7 (рис. 6.4) при изменении вылета груза. Для этого одну ветвь подъемного каната (рис. 6.5), огибающую блок 5 оголовка стрелы и блок 6 оголовка башни, закрепляют на барабане 7 грузоподъемной лебедки, а другую ветвь – на конусной части барабана 3 стрелоподъемной лебедки. При подъеме стрелы подвижная ветвь каната стрелового полиспаста будет навиваться на барабан 3, а ветвь грузового полиспаста – свиваться с него.

Соответствующим подбором кратностей полиспастов и выбором диаметра и конфигурации барабана стрелоподъемной лебедки (например, при коническом барабане) можно обеспечить близкий к горизонтальному ход крюка при изменении вылета стрелы.

Поворотная платформа 3 крана (см. рис. 6.4) через опорно-поворотное устройство 14 роликового или шарикового типа опирается на неповоротную раму 1. Конструкция опорной части крана (рис. 6.6, а), включает нижнюю ходовую раму 3, шарнирные кронштейны 2 и четыре ходовые тележки 1. В рабочем положении ходовые тележки удерживаются тягами 5 в соответствии с шириной рельсового пути. В транспортном положении тележки устанавливают вдоль продольной оси, уменьшая ширину неповоротной части крана.

Шарнирное крепление тележек с ходовой рамой обеспечивает крану возможность перемещения по криволинейному пути и не требует демонтажа тележек при переводе крана в транспортное положение. Для лучшего вписывания в кривые участки пути

приводные ходовые тележки располагают по одной стороне крана.

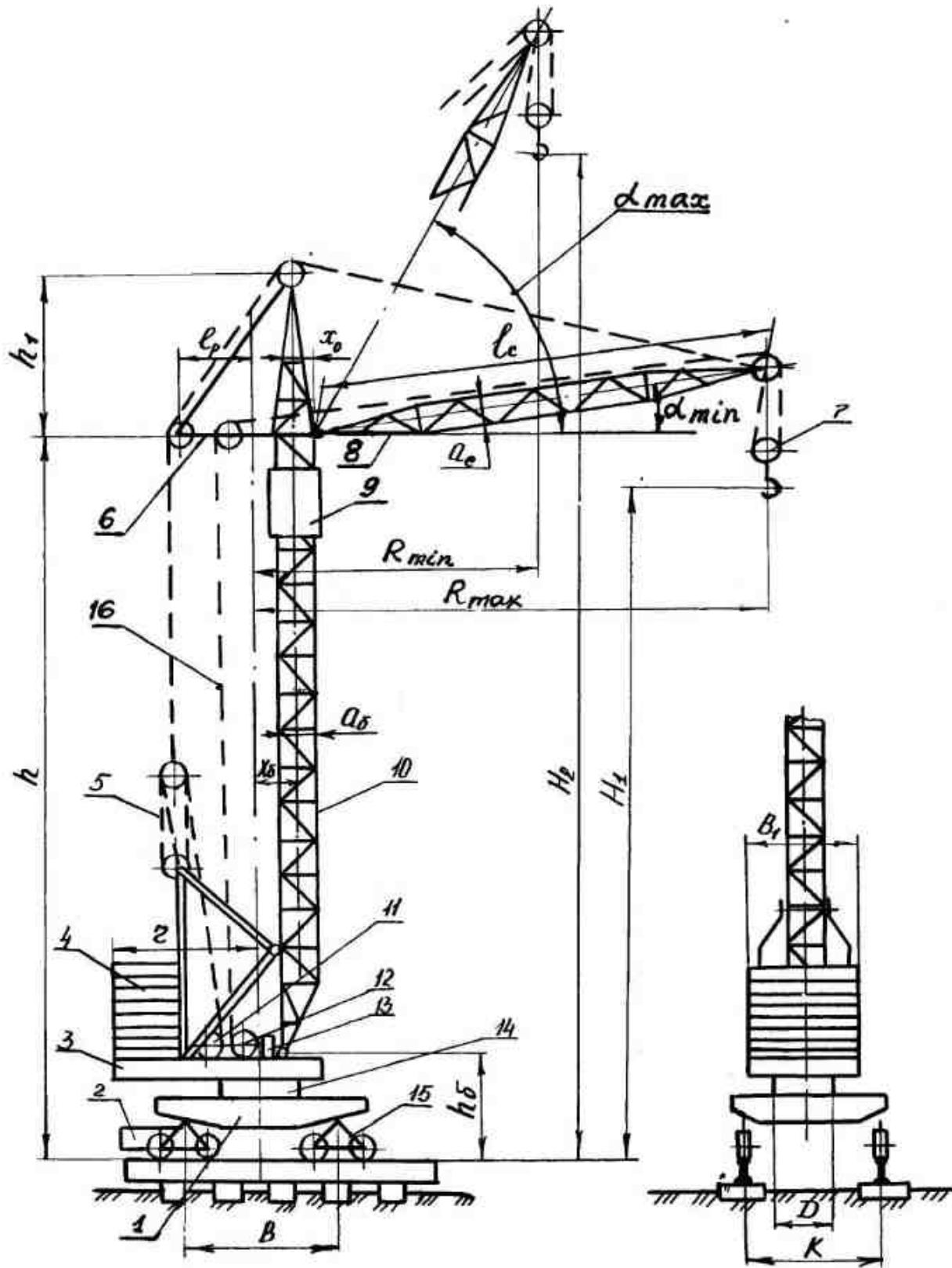


Рис. 6.4. Схема башенного крана с поворотной башней:
1 – ходовая рама; 2, 15 – ходовые тележки; 3 – поворотная платформа;
4 – противовес; 5, 16 – стреловой и грузовой полиспасты
соответственно; 6 – отводная стойка; 7 – крюковая подвеска;
8 – стрела; 9 – кабина; 10 – башня; 11, 12 – стреловая и грузовая
лебедки соответственно; 13 – лебедка вращения крана;
14 – опорно-поворотное устройство

Ходовые тележки (приводные и неприводные) могут иметь два, три и большее число ходовых колес (рис. 6.6, б). Для равномерного распределения нагрузок между колесами они объединяются в балансирные тележки. Механизм передвижения приводных ходовых тележек (рис. 6.6, в) состоит из электродвигателя 10, муфты с тормозом 9, редуктора 8 и открытой зубчатой передачи 6, приводящей во вращение ходовые колеса 7. На ходовой раме укреплено опорно-поворотное устройство 4, которое воспринимает вертикальные и горизонтальные усилия от поворотной части крана.

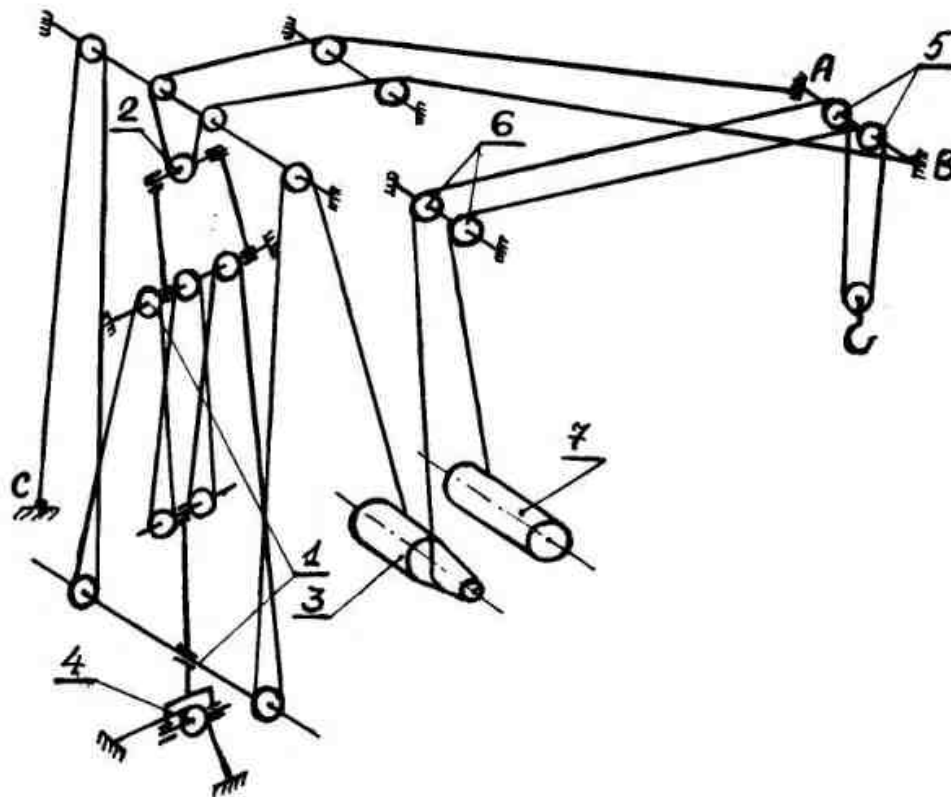


Рис. 6.5. Схема запасовки канатов грузового и стрелового полиспастов крана с поворотной башней

У крана с неповоротной башней и горизонтальной стрелой (рис. 6.7) башня 10 через опорную часть – раму 1 (или портал) – установлена на ходовые тележки 2 и 15, которые перемещают кран по рельсовому пути. На опорной части расположен балласт 4, обеспечивающий устойчивость крана в рабочем и нерабочем состояниях. Поворотный оголовок 16 опирается на верхнюю секцию башни через опорно-поворотное устройство 14. Стрела

8 и противовесная консоль 17 шарнирно закреплены на поворотном оголовке и удерживаются растяжками 5 и 3. На противовесной консоли размещена грузовая лебёдка 12, лебёдка изменения положения стрелы 11 и противовес 18, уравновешивающий верхнюю часть крана. По нижнему поясу стрелы перемещается грузовая каретка 7 с помощью тяговой лебёдки 6, размещённой внутри корневой секции стрелы.

Шарнирное крепление тележек с ходовой рамой обеспечивает крану возможность перемещения по криволинейному пути и не требует демонтажа тележек при переводе крана в транспортное положение. Для лучшего вписывания в кривые участки пути приводные ходовые тележки располагают по одной стороне крана.

Ходовые тележки (приводные и неприводные) могут иметь два, три и большее число ходовых колес (рис. 6.6, *б*). Для равномерного распределения нагрузок между колесами они объединяются в балансирные тележки. Механизм передвижения приводных ходовых тележек (рис. 6.6, *в*) состоит из электродвигателя 10, муфты с тормозом 9, редуктора 8 и открытой зубчатой передачи 6, приводящей во вращение ходовые колеса 7. На ходовой раме укреплено опорно-поворотное устройство 4, которое воспринимает вертикальные и горизонтальные усилия от поворотной части крана.

У крана с **неповоротной башней и горизонтальной стрелой** (рис. 6.7) башня 10 через опорную часть – раму 1 (или портал) – установлена на ходовые тележки 2 и 15, которые перемещают кран по рельсовому пути. На опорной части расположен балласт 4, обеспечивающий устойчивость крана в рабочем и нерабочем состояниях. Поворотный оголовок 16 опирается на верхнюю секцию башни через опорно-поворотное устройство 14. Стрела 8 и противовесная консоль 17 шарнирно закреплены на поворотном оголовке и удерживаются растяжками 5 и 3. На противовесной консоли размещена грузовая лебёдка 12, лебёдка изменения положения стрелы 11 и

противовес 18, уравнивающий верхнюю часть крана. По нижнему поясу стрелы перемещается грузовая каретка 7 с помощью тяговой лебёдки 6, размещённой внутри корневой секции стрелы.

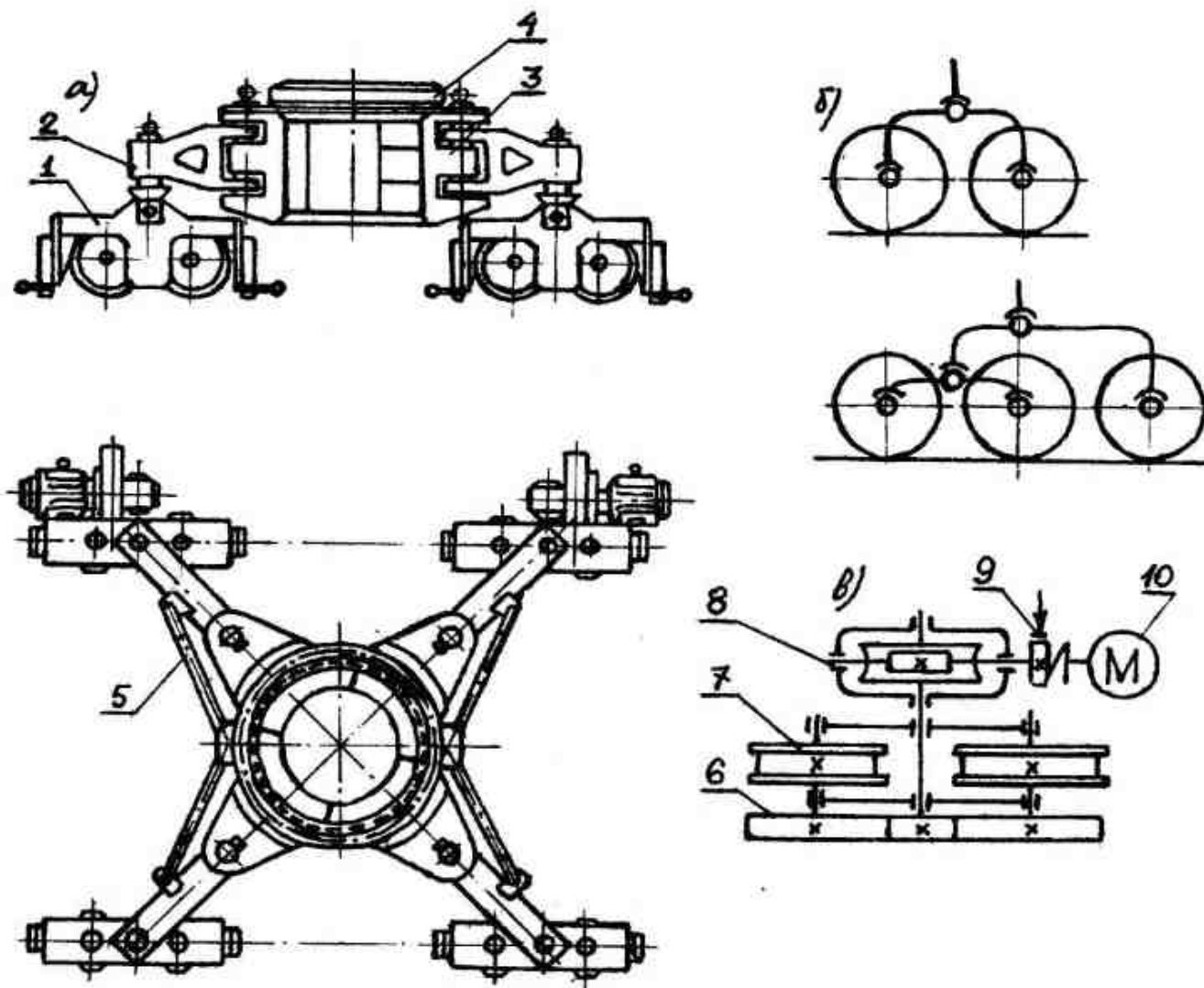


Рис. 6.6. Опорная часть башенных кранов с поворотной платформой:
а – общий вид; *б* – схема балансирных ходовых тележек;
в – кинематическая схема механизма передвижения;
 1 – ходовая тележка; 2 – шарнирный кронштейн; 3 – ходовая рама;
 4 – опорно-поворотное устройство; 5 – тяга; 6 – зубчатая передача;
 7 – ходовое колесо; 8 – червячный редуктор; 9 – муфта с тормозом;
 10 – электродвигатель

При строительстве высотных сооружений (высотой 150 м и более) применяют приставные (стационарные) башенные краны (рис. 6.8, *а*). Они выполняются с поворотным оголовком, горизонтальной стрелой и перемещающейся по ней грузовой кареткой. Приставные краны монтируют на фундаменте.

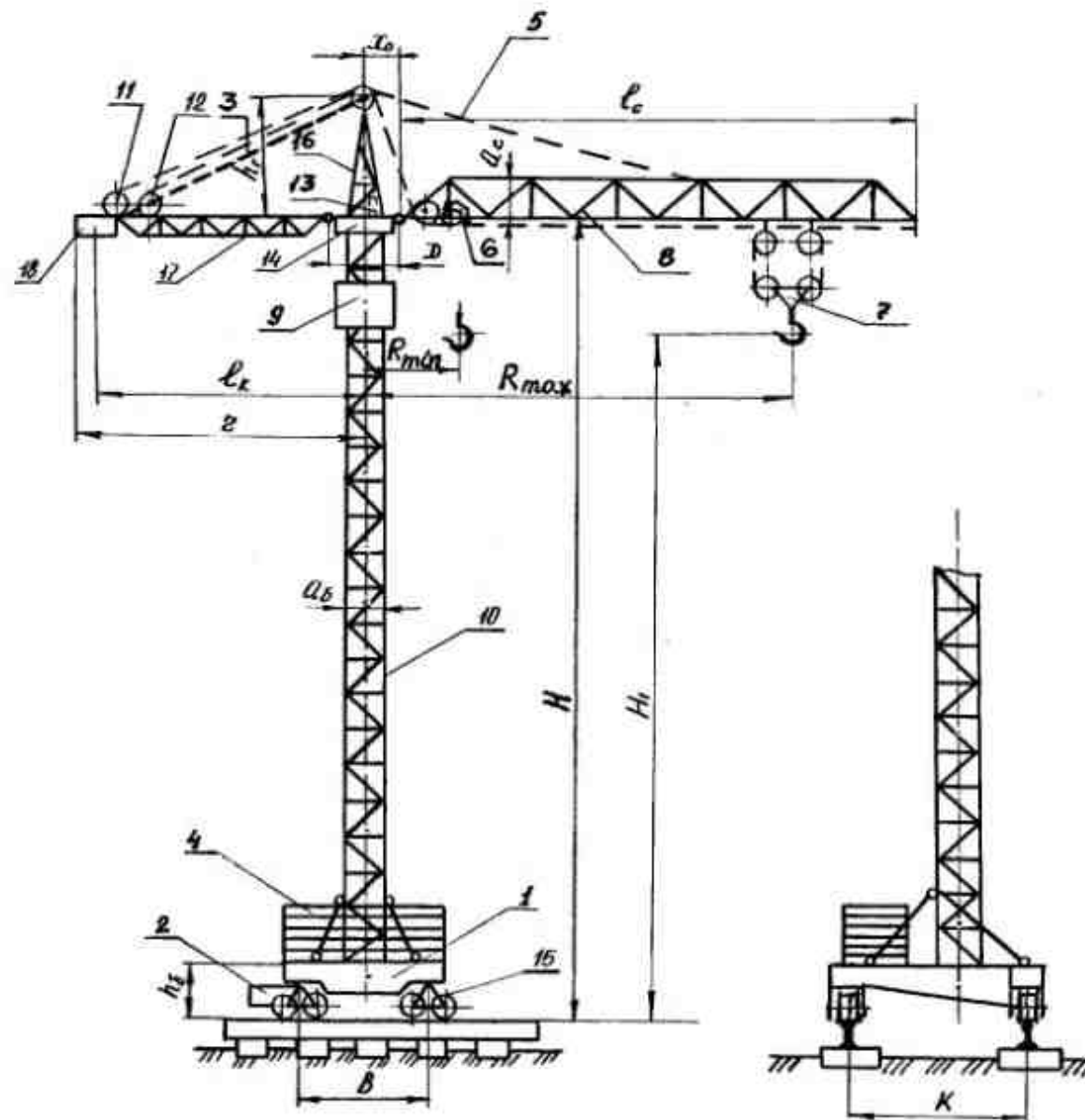


Рис. 6.7. Схема башенного крана с неповоротной башней:
1 – ходовая рама; 2, 15 – ходовые тележки; 3 – растяжка;
4 – балласт; 5 – стреловой расчал; 6 – тяговая лебёдка; 7 – крюковая
подвеска; 8 – стрела; 9 – кабина; 10 – башня; 11 – стреловая лебёдка;
12 – грузовая лебёдка; 13 – лебёдка поворота стрелы;
14 – опорно-поворотное устройство; 16 – поворотный оголовок;
17 – противовесная консоль; 18 – противовес

Увеличение высоты башни кранов осуществляется методом подращивания снизу или методом наращивания её сверху промежуточными секциями, длина которых составляет 2,5...7 м. У приставных кранов и кранов с неповоротной башней, имеющих значительную высоту подъёма крюка, наращивание ведётся методом сверху. При наращивании башни две крайние верхние секции крепят к монтажной стойке 2 и расстыковывают между собой. Предварительно промежуточная секция 4 поднимается крюковой подвеской и навешивается на

выдвижную раму 3. Запасовка канатов монтажного полиспаста показана на рис. 6.8, г.

Монтажной лебёдкой 7 верхняя часть крана с оголовком, стрелой и противовесной консолью перемещается вверх по направляющим стойки и в образовавшееся между расстыкованными секциями пространство ручной лебёдкой заводится новая промежуточная секция. Башня крана крепится к зданию с помощью закладных рам 1, монтируемых между двумя секциями (рис. 6.8, в).

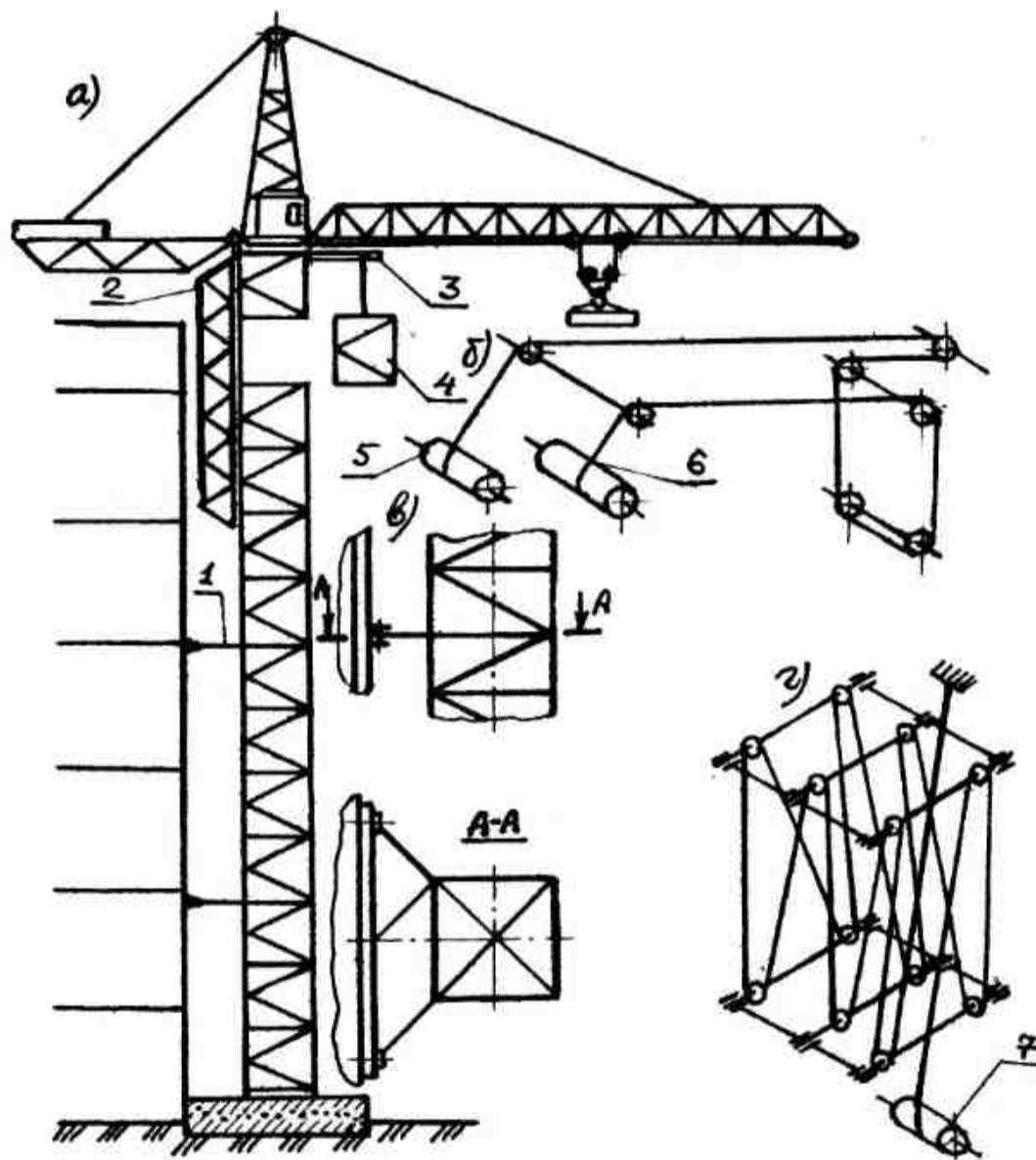


Рис. 6.8. Приставной (стационарный) кран:

- а – схема крана; б – схема запасовки грузового каната; в – крепление крана к зданию; г – запасовка каната монтажного полиспаста;
 1 – закладная рама; 2 – монтажная стойка; 3 – выдвижная рама;
 4 – промежуточная секция; 5, 6 – грузовые лебёдки;
 7 – монтажная лебёдка

В кранах с поворотной башней механизмы и контргруз размещают на поворотной платформе, расположенной над опорно-поворотным устройством (ОПУ) (рис. 6.9, а, б), а в кранах с поворотным оголовком – на противовесной консоли (рис. 6.9, в), для возможности уравнивания оголовка с поворотной частью крана при монтаже, демонтаже и наращивании башни, причём в крупногабаритных кранах противовес может быть подвижным.

Поворотные башни кранов типа КБ выполнены разгруженными от действия изгибающего момента, создаваемого грузом и стрелой. Разгрузка башни достигается действием **обратного момента**, создаваемого задним стреловым полиспастом с расчалом. В таких кранах к оголовку стрелы прикрепляют одну или две канатные оттяжки (расчал), огибающие все блоки, размещённые на распоре, что создаёт дополнительную загрузку башни крана. Благодаря такому компенсирующему нагружению башни в сторону противовеса, башня при создании момента от веса полезного груза и стрелы разгружается.

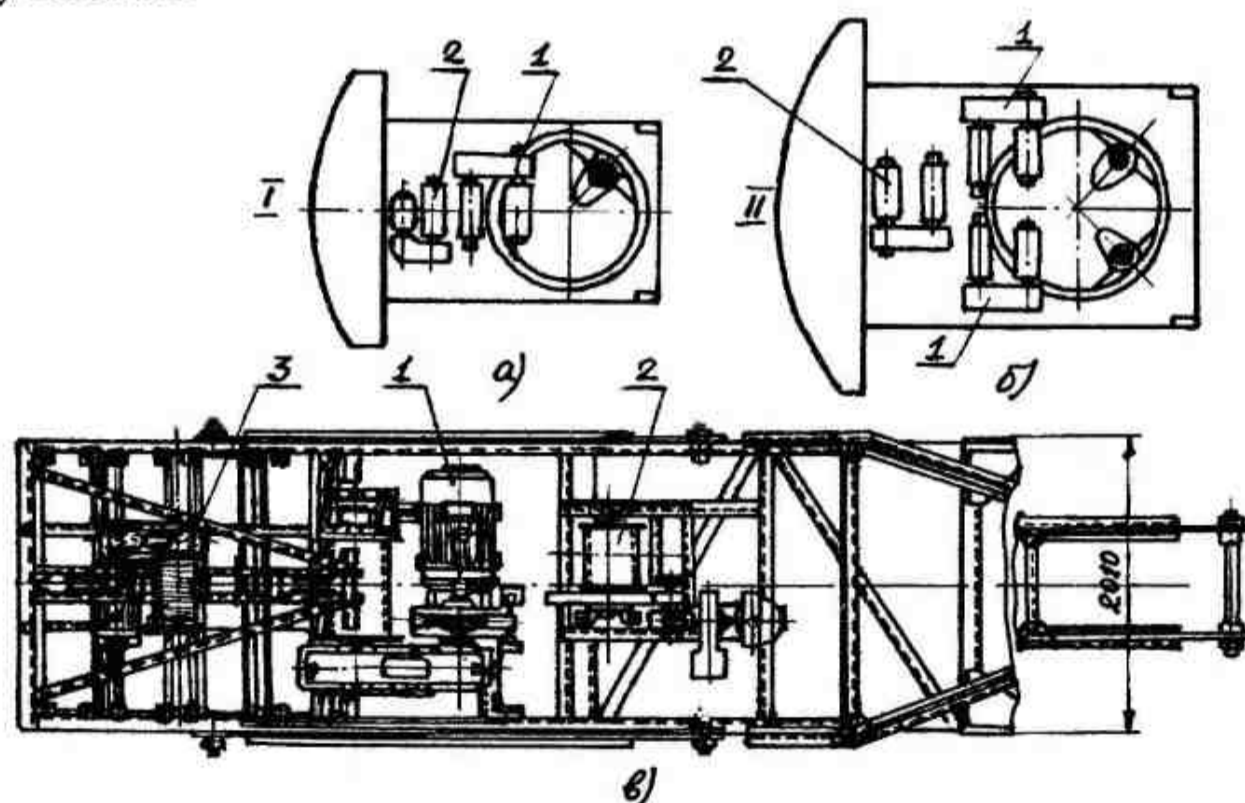


Рис. 6.9. Размещение механизмов башенного крана:
а, б – в кранах с поворотной башней; в – в кранах с поворотным оголовком; I – при малой грузоподъёмности; II – при большой грузоподъёмности; 1 – грузовая лебёдка; 2 – стреловая лебёдка; 3 – тяговая лебёдка

Управление механизмами башенных кранов осуществляется командоконтроллерами из кабины, размещаемой обычно сбоку верхней части башни. Известны конструкции башенных кранов с кабинами, перемещающимися вдоль башни крана в соответствии с уровнем подачи материалов на возводимый объект. Имеются также краны (например, модели КБ–674), оборудованные находящимся внутри башни подъемником для подъема крановщика в кабину управления. Пульт управления механизмами размещается в кабине крана, а само управление осуществляется магнитными контроллерами – контакторами. Возможно также дистанционное и радиоуправление краном.

Колея башенных кранов зависит от их грузоподъемности, длины стрелы и высоты башни и составляет 4... 10 м.

6.4. Расчет башенных кранов

6.4.1. Общие положения

Расчет для проверки безопасности крана в рабочем и нерабочем состояниях, расчет элементов крана на однократное действие наибольших нагрузок, а металлических конструкций и деталей механизмов – на усталостную прочность приведены в ГОСТе 13994–81 – Краны башенные строительные. Нормы расчета [17].

Вначале определяют геометрические и весовые параметры крана, пользуясь эмпирическими зависимостями; находят скорости рабочих движений; рассчитывают **грузовую характеристику** крана (закономерность изменения грузоподъемности от вылета). Грузовая характеристика – это закономерность изменения грузоподъемности при изменении вылета крана. При этом, как правило, грузовой момент остаётся постоянным.

Проводят конструктивную проработку конструкции крана, исходя из геометрических и весовых параметров, а также по аналогии с существующими кранами. Затем определяют координаты центра тяжести крана (рис. 6.10). Кран установлен

на горизонтальной площадке, стрела максимально опущена [17].

Принимают следующие обозначения: $G_r + q_r$ – вес груза и подвесных приспособлений, Н; G – общий вес крана, Н; G_c , G_k , G_b , $G_{c.п.}$, $G_{п.п.}$, $G_{пр}$, $G_{п.}$ – вес соответственно стрелы, кабины, башни, стрелового полиспаста, поворотной платформы, противовеса, нижней рамы с колёсами, т; $\ell_c/2 + r$, a_3 , a_1 , a_2 – соответственно плечи приложения указанных сил от оси вращения крана, м; h , h_2 , h_3 , h_1 , h_4 – то же, от головки рельсов, м.

Расстояние от оси вращения крана до центра тяжести (горизонтальная координата)

$$c = [(G_r + q_r) (\ell_c + r) + G_c \cdot (\ell_c/2 + r) + (G_k + G_b) \cdot a_3 - (G_{c.п.} + G_{п.п.}) a_1 - G_{пр} \cdot a_2] / G, \quad (6.2)$$

где r – расстояние от опорного шарнира стрелы до оси вращения крана; ℓ_c – длина стрелы.

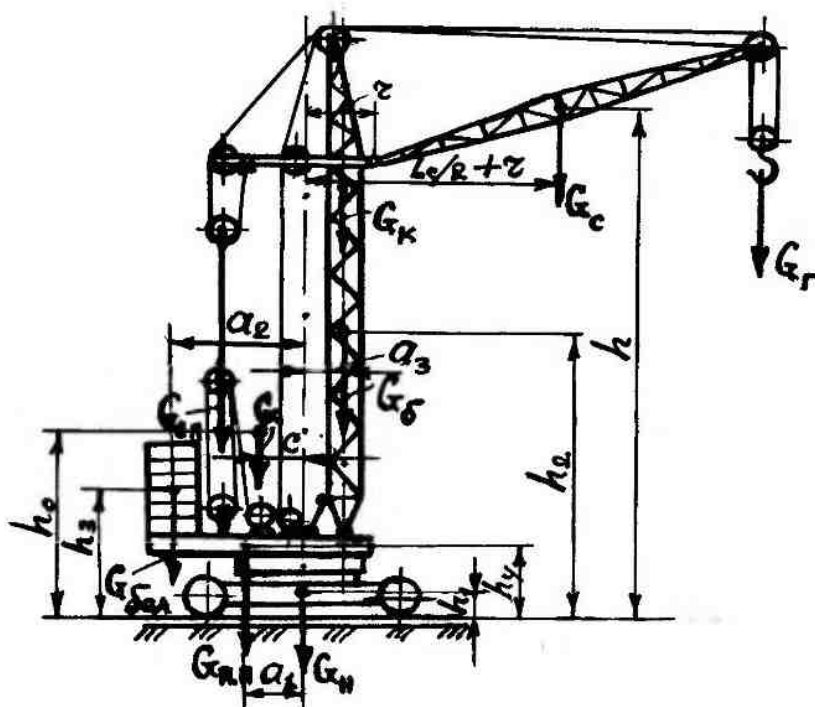


Рис. 6.10. Схема для определения координат центра тяжести башенного крана

Расстояние от плоскости, проходящей через опорный контур, до центра тяжести крана (вертикальная координата)

$$h_0 = [(G_r + q_r + G_c) \cdot h + (G_b + G_{с.п.}) \cdot h_2 + G_k (h - 1,5) + G_{п.п.} \cdot h_4 + G_{пр} h_3 + G_n \cdot h_1] / G. \quad (6.3)$$

Далее определяют ветровые и инерционные нагрузки, воспринимаемые краном, в т. ч. и создаваемые массой крана в целом и отдельных его элементов. Проверяют устойчивость крана и корректируют массы балласта, размещенного в зоне центра симметрии опорной базы, и противовеса (контргруза, балласта), размещенного в хвостовом конце поворотной платформы или на противовесной консоли. После уточнения общей и конструктивной массы крана и координат центра масс определяют опорные нагрузки.

Находят усилия в стреле и стреловом полиспасте, сопротивления движению и мощности привода отдельных механизмов и рассчитывают механизмы крана (см. гл. 4). Затем рассчитывают металлоконструкции стрелы и башни на усталостную прочность.

6.4.2. Расчёт металлоконструкции стрелы

Расчёт стрелы заключается в определении действующих нагрузок и проверке общей её устойчивости. Нагрузки, действующие на стрелу (рис. 6.11):

а) усилие в грузовом канате

$$S_r = (G_r + q_r) / (U_n \cdot \eta_n), \quad (6.4)$$

где U_n и η_n – кратность и КПД полиспаста соответственно;

б) усилие в гибкой оттяжке (стреловом полиспасте)

$$\Sigma M_A = - S_r \cdot r - S_c \cdot \rho + (G_r + q_r) \cdot l_c \cos \alpha + G_c \cdot d = 0; \quad (6.5)$$

откуда $S_c = [(G_r + q_r) \cdot l_c \cos \alpha + G_c \cdot d - S_r \cdot r] / \rho$,

где r , ρ , d – плечи действия соответствующих сил, м;
 α – угол наклона стрелы, град.;

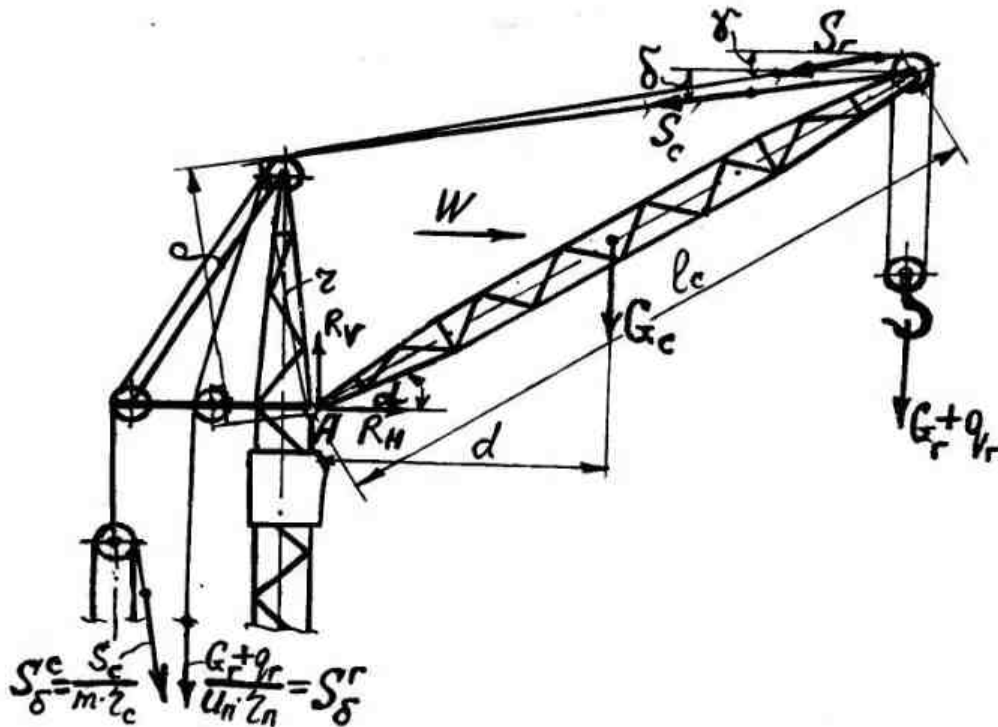


Рис. 6.11. Расчётная схема подъёмной стрелы

в) горизонтальная R_H и вертикальная R_V составляющие реакции в опорном шарнире А:

$$\sum X = R_H - S_r \cdot \cos \gamma - S_c \cdot \cos \delta = 0;$$

$$R_H = S_r \cdot \cos \gamma + S_c \cdot \cos \delta;$$

$$\sum Y = R_V - S_r \cdot \sin \gamma - S_c \cdot \sin \delta - (G_r + q_r) - G_c = 0;$$

$$R_V = S_r \cdot \sin \gamma + S_c \cdot \sin \delta + G_r + q_r + G_c,$$

где γ и δ – углы наклона соответственно грузового и стрелового канатов, град.;

г) горизонтальные инерционные нагрузки, возникающие при вращении крана, а также ветровые нагрузки

$$T_{г.с} = T_{ин}^c + T_{ин}^r + T_{в}. \quad (6.6)$$

Горизонтальная сила инерции стрелы

$$P_{ин.с} = G_c \cdot v / (2gt \cdot \cos \alpha),$$

где $v = \pi n / 30$ – окружная скорость, м/с; r – радиус вращения стрелы, м; n – частота её вращения, об/мин; g –

ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; t – время разгона или замедления, с; α – угол наклона стрелы, град.

Момент инерции стрелы относительно оси вращения

$$T_{\text{ин}}^c = [G_c \cdot v \cdot \cos \alpha (\ell_c \cdot \cos \alpha + 1,5a)] / (3gt),$$

где a – расстояние от центра опорного шарнира до оси вращения крана, м.

Сила инерции груза:

$$Q_{\text{ин}} = G_r \cdot v/t.$$

Момент инерции груза:

$$T_{\text{ин}}^i = (G_r \cdot v/t) (a + \ell_c \cdot \cos \alpha).$$

Ветровая нагрузка:

$$W = \beta \cdot c \cdot q \cdot F,$$

где q – скоростной напор ветра, Н/м^2 ; β – коэффициент динамичности, учитывающий действие пульсации ветра: $\beta = 1,1 \dots 2,05$; c – коэффициент аэродинамичности, учитывающий обтекаемость крановых конструкций: $c = 0,35 \dots 2,4$; F – подветренная площадь, м^2 .

Момент от ветра

$$T_v = W \cdot \rho_b,$$

где ρ_b – плечо ветровой нагрузки;

д) реакции R_r , возникающие в опорных шарнирах стрелы от инерционных и ветровых нагрузок,

$$R_r = T_{r,c} / b_o,$$

где b_o – расстояние между осями опорных шарниров стрелы, м.

е) проверка прочности поясов и раскосов стрелы [17, 24].

Проверка общей устойчивости стрелы и её кручения заключается в расчете её на устойчивость против опрокидывания по общим методам строительной механики.

6.4.3. Расчёт металлоконструкции башни

Расчёт башни заключается в определении действующих нагрузок, проверке возникающих напряжений в поясах и раскосах, расчёте башни на устойчивость и кручение:

а) габариты поперечного сечения башни, м: $D_6 = 0,9H/25$, где H – высота подъёма груза, м;

б) общая сила, сжимающая пояс башни от вертикальной нагрузки, H :

$$P_{сж} = (G_6 + G_c + G_r + S_c)/4, \quad (6.7)$$

где G_6 , G_c , G_r – соответственно вес башни, стрелы и груза, H ; S_c – усилие в стреловом полиспасте, H ;

в) момент сил ветра, изгибающий башню,

$$M = W \cdot \rho + W_1 \cdot \rho_1, \quad (6.8)$$

где W и W_1 – силы давления ветра, соответственно на башню и груз; ρ и ρ_1 – плечи действия ветра по высоте, м;

г) усилие в поясе башни от этого момента, H :

$$P'_{сж} = M/(1,4D_6).$$

д) суммарное усилие в поясе башни, H : $\sum P = P_{сж} + P'_{сж}$.

е) момент кручения башни при повороте, H -м:

$$T_{кр} = T_{гр} + T_c + T_{ин}, \quad (6.9)$$

где $T_{гр}$, T_c и $T_{ин}$ – крутящие моменты, возникающие при разгоне или торможении поворотной части крана, соответственно от веса груза, стрелы и сил инерции;

ж) поперечная сила, воспринимаемая решеткой граней башни, H :

$$Q = T_{кр}/(2D_6);$$

з) напряжение в пояском уголке $\sigma_{сж} = \sum P/(ФF)$,

где $\sum P$ – суммарное сжимающее усилие в пояском уголке башни, H ; F – площадь поперечного сечения поясного уголка; φ – коэффициент продольного изгиба (зависит от материала уголка и его гибкости).

Приняв значение коэффициента ϕ по таблицам справочников и приравняв напряжение $\sigma_{сж}$ допустимому напряжению $[\sigma_{сж}]$ (для стали Ст3 $[\sigma_{сж}] \leq 160$ МПа), находят площадь сечения уголка F . Учитывая, что при решетчатой башне поперечное сечение состоит из четырех уголков (простых и составных), определяют площадь поперечного сечения всех стержней $\Sigma F = 4F$, момент инерции всего сечения $I = FD_a^2$ и момент его сопротивления $W = 2FD_b$.

Далее рассчитывают устойчивость башни и ее кручение по общим методам строительной механики [3, 17].

6.4.4. Определение минимального веса противовеса

Противовесы применяют для уменьшения момента, изгибающего башню поворотного крана, и уменьшения горизонтальной силы, определяющей нагрузку на опорные элементы. Их устанавливают на поворачивающейся части металлоконструкции. Противовесы уравнивают вес металлоконструкции и часть момента от веса груза.

Для кранов со стационарными опорными колоннами, башенных кранов с неповоротной башней вес определяется из условия равенства моментов, действующих на кран в нагруженном и разгруженном состояниях.

Для кранов с поворотной башней вес противовеса определяют из условия устойчивости крана в рабочем и нерабочем состояниях. Для рабочего состояния при действии ветра в сторону опрокидывания крана (рис. 6.12) условие устойчивости имеет вид

$$G_k \left(c + \frac{k}{2} \right) + G_n \cdot \left(x_n + c + \frac{k}{2} \right) = M_z + M_{e.p.} \quad (6.10)$$

Для нерабочего состояния при действии ветра в сторону противовеса условие устойчивости выглядит так:

$$G_k \cdot \left(\frac{\hat{e}}{2} - \hat{n} \right) = G_r \cdot \left(\delta_r + \hat{n} - \frac{\hat{e}}{2} \right) + I_{a.i.}, \quad (6.11)$$

где G – вес крана, приведенный к центру его тяжести; k – коlea опорной части крана; G_n – вес противовеса;

$x_{\text{п}}$ – расстояние от оси противовеса до оси центра тяжести крана;
 c – расстояние от оси вращения до оси последней; $M_{\text{в.р.}}$, $M_{\text{в.н.}}$ –
 моменты от сил ветра рабочего и нерабочего состояний;
 $M_{\text{г}}$ – момент от веса груза относительно ребра опрокидывания.

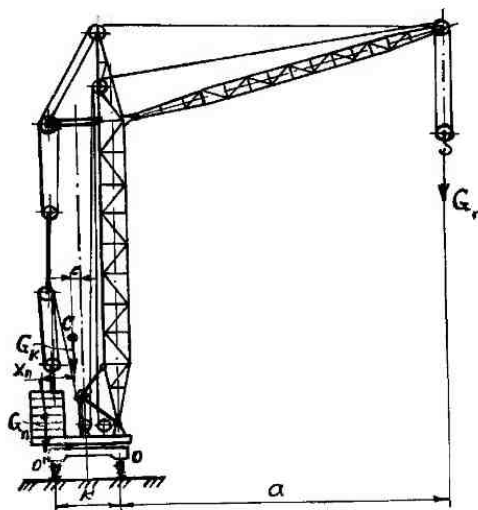


Рис. 6.12. Схема башенного крана для определения веса противовеса

Складывая формулы (6.10) и (6.11), получим выражение для определения минимального веса противовеса:

$$G_n = \frac{M_z + M_{\text{в.р.}} + M_{\text{в.н.}}}{k} - G_k = A - G_k \quad (6.12)$$

Вычитая эти формулы, находим

$$x_n = \frac{1}{2} \left(\frac{M_z + M_{\text{в.р.}} - M_{\text{в.н.}}}{G_n} - \frac{G_k}{G_n} \cdot k \right) = \frac{1}{2} \left(B - \frac{G_k}{G_n} \cdot k \right). \quad (6.13)$$

Из формулы (6.12) находим, что противовес необходим при условии $A > G_k$.

Подставляя значение G_n в формулу (6.13), получим

$$x_n = \frac{1}{2} \cdot K \frac{(M_z + M_{e.p}) - M_{e.л} - G_k \cdot k}{(M_z + M_{e.p}) + M_{e.л} - G_k \cdot k}. \quad (6.14)$$

При малом значении $M_{в.п}$ можно записать $x_{п} = 0,5 \cdot \alpha \cdot k$, где $\alpha > 1$.

Это значит, что в рассматриваемом случае противовес должен располагаться вне опорного круга крана, а при увеличении ветра нерабочего состояния – внутри него.

6.5. Общие сведения о стреловых самоходных кранах

Стреловые самоходные краны широко используются на погрузочно-разгрузочных работах, в промышленном и гражданском строительстве, а также при монтаже крупного промышленного оборудования. Основным достоинством этих кранов является автономность привода, способность быстрого перебазирования с одного объекта на другой, возможность применения разнообразного стрелового оборудования.

Стреловые самоходные краны классифицируют по типу ходового оборудования и привода, по исполнению и виду стрелового оборудования. *По типу ходового оборудования* их разделяют на краны автомобильные, пневмоколесные, на специальном шасси автомобильного типа, гусеничные, на короткобазовом шасси, на тракторах и прицепные. *По типу привода* краны бывают с одно- и многомоторным (индивидуальным) приводом. Чаще применяют многомоторный привод – электрический, дизель-электрический, гидравлический или комбинированный (с различными типами привода отдельных механизмов). *По исполнению и виду стрелового оборудования* стреловые самоходные краны выпускаются с невыдвижными (постоянной длины), выдвижными и телескопическими стрелами. Длина выдвижных стрел изменяется без нагрузки, телескопических – с нагрузкой на крюке.

Крановая часть у самоходных кранов всех типов идентична, ходовое же оборудование не одинаково. Гусеничное ходовое оборудование применяется преимущественно в кранах большой

грузоподъемности, используемых для проведения сосредоточенных монтажных работ большого объема с крупногабаритными объектами. Пневмоколесное ходовое оборудование более маневренное, чем гусеничное, допускает движение с большой скоростью по дорогам с твердым покрытием и с умеренной скоростью по грунтовым и подготовленным дорогам стройплощадок.

В кранах с гидравлическим приводом механизмов упрощается управление ими и повышается надежность машин. Эти краны имеют довольно хорошую маневренность, небольшую массу, возможность в широких пределах регулировать скорости механизмов, что способствует получению хороших эксплуатационных показателей.

Автомобильные краны монтируются на шасси стандартных автомобилей, а крановые механизмы приводятся от двигателя автомобиля непосредственно или через вторичные – электрические или гидравлические агрегаты. **Пневмоколесные краны со специализированным шасси** (нормальным или короткобазовым) имеют общий, находящийся на поворотной части крана двигатель, приводящий непосредственно или через вторичные двигатели все механизмы, в т. ч. и механизм передвижения. Последнее предопределяет низкие маневренность и скорость перемещения крана из-за относительно малой мощности двигателя и усложненность управления передвижением из кабины, находящейся на поворотной части крана. **Краны на специальном многоосном шасси** автомобильного типа имеют два двигателя, из которых один (большей мощности) используется для передвижения крана по дорогам и местности со скоростью нормальных грузовых автомобилей, с управлением из кабины, находящейся на шасси, второй (меньшей мощности) установлен на поворотной части крана и приводит (непосредственно или через вторичные двигатели) механизмы крана, управление которыми осуществляется из кабины, находящейся на его поворотной части.

Паспортная грузоподъемность всех кранов с пневмоколесным ходовым оборудованием может быть

реализована только при работе на выносных опорах, расширяющих опорную базу крана и снимающих нагрузку с пневматических колес. При работе без выносных опор грузоподъемность кранов резко снижается. Передвигаться они могут с подвешенным на крюке грузом, значительно меньшим номинального, и только при стреле, расположенной вдоль оси ходовой части крана. Основные параметры стреловых самоходных кранов стандартизованы (ГОСТ 22827–85)[7].

6.5.1. Стреловое оборудование

Стреловые самоходные краны оборудуют прямыми короткими стрелами (рис. 6.13, а), так называемыми **основными**, для которых определяется номинальная грузоподъемность крана на всех вылетах. Для подачи грузов на большую высоту стрелы удлиняют вставками (рис. 6.13, б). Для увеличения подстреловой зоны стрелу оснащают так называемым гуськом (рис. 6.13, в). Свободный конец гуська оснащается крюком вспомогательного подъема. Минимальный вылет крюка при этом увеличивается и соответственно снижается полезная грузоподъемность крана. Для возможности использования крана на монтажных работах гусек делают управляемым. При этом гибкую канатную оттяжку, крепящую гусек к основанию стрелы, навивают на барабан лебедки.

При необходимости подавать груз в глубь возводимого объекта гусек удлиняют, а основную стрелу ставят в положение, близкое к вертикальному (отклонение от вертикали 3...5°). Такое рабочее оборудование называют **башенно-стреловым (БСО)** (рис. 6.13, д).

Второй разновидностью стрел являются **телескопические стрелы** (рис. 6.13, з), которыми оснащают пневмоколесные краны. Телескопические стрелы в сочетании с гидроприводом преимущественно применяют в конструкциях автомобильных кранов и кранов на специальном шасси автомобильного типа, т. к. при перемещении секций стрелы относительно друг друга обеспечивается наводка монтажного элемента на место установки.

Поскольку масса стрелы непосредственно влияет на полезную грузоподъемность крана, стрелу следует по возможности облегчать как за счет конструктивных изменений, так и за счет применения высокопрочного металла.

Решётчатые стрелы самоходных кранов выполняют с прямоугольным поперечным сечением из уголковых или трубчатых профилей. Обычно головную и опорную секции стрелы делают клинообразными, а вставки – призматическими.

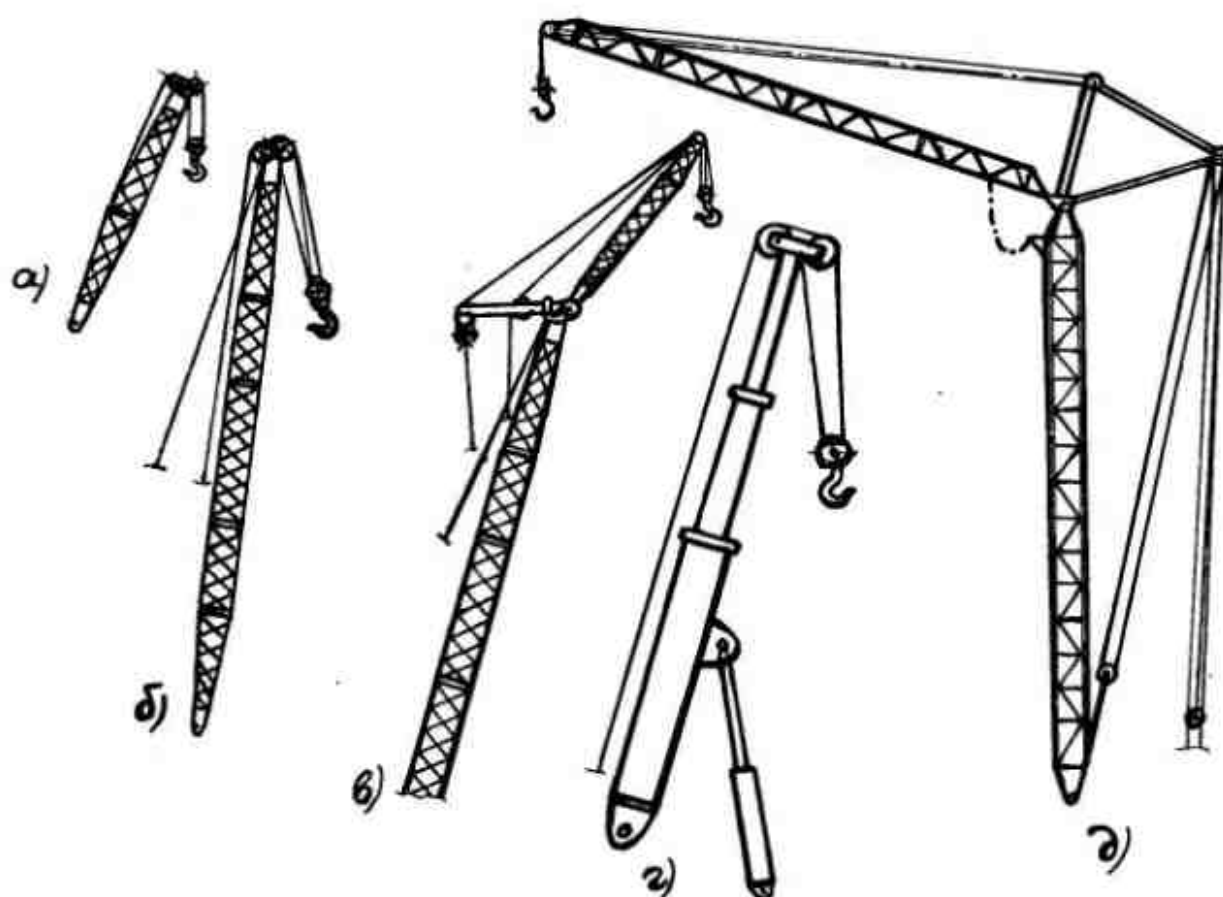


Рис. 6.13. Стрелы самоходных кранов:
*а – короткая (нормальная) стрела; б – прямая стрела со вставками;
в – стрела со вставками и гуськом; г – телескопическая стрела;
д – башенно-стреловое оборудование*

6.5.2. Автомобильные краны

Автомобильные краны (автокраны) создают на базе выпускаемых грузовых автомобилей и имеют грузоподъемность 4; 6,3; 10; и 16 т. Привод всех механизмов автокранов осуществляется от двигателя автомобиля. Преимущество автокранов – высокая мобильность, позволяющая легко перебазировать их с одного объекта на другой. По типу привода различают автокраны с механическим, электрическим и

гидравлическим приводом. С номинальным грузом автокраны могут работать только при установке на выносные опоры. Без установки выносных опор допустимая грузоподъемность крана резко снижается, а работа крана допустима только при включении стабилизаторов, выключающих рессорную подвеску заднего моста.

При механическом приводе движение от двигателя рабочим механизмам передается через систему промежуточных передач. При этом скорость рабочих движений регулируют частотой вращения двигателя и коробкой перемены передач, а направление вращения – коническими и цилиндрическими реверсами.

По назначению автокраны бывают общего назначения – для работы с грузовым крюком, полууниверсальными – для работы с крюком и грейфером и универсальными (краны-экскаваторы) – для работы с ковшами прямой и обратной лопат.

Для управления механизмами (муфтами, тормозами) применяют пневматическую систему управления, действующую от компрессора, приводимого в работу от двигателя автомобиля.

Автокраны с механическим приводом выполняют по общей конструктивной схеме для кранов с некоторыми различиями только в конструкции трансмиссий. На раме автомобиля (рис.6.14, а) вместо кузова устанавливают раму крана 1 и крепят ее болтами к лонжеронам основной рамы. Дополнительную раму 1 оборудуют выносными опорами 13 и стабилизирующим устройством, блокирующим подвеску автомобиля при работе крана. Поворотная платформа 3 вращается на роликовом опорно-поворотном устройстве 11, закрепленном на дополнительной раме 1. На поворотной платформе, кроме стрелы 6, размещен противовес 2, двуногая стойка 4, реверсивно-распределительный механизм 14, механизм вращения 8; грузовая 9 и стреловая 10 лебедки, кабина крановщика 12 и электрооборудование.

Мощность от двигателя автомобиля через коробку перемены передач, коробку отбора мощности 15 (рис. 6.14, б) и конический редуктор 16 передается реверсивно-распределительному механизму 14 и далее при переключении

муфт в распределительной коробке – механизму вращения 8, грузовой 9 и стрелоподъемной 10 лебедкам. В соответствии с кинематической схемой крана возможно совмещать операции подъема груза и вращения поворотной платформы. Стрела 6 рассмотренного крана (рис. 6.14, а) выполнена решетчатой канатно-подвесной (с помощью полиспаста 5).

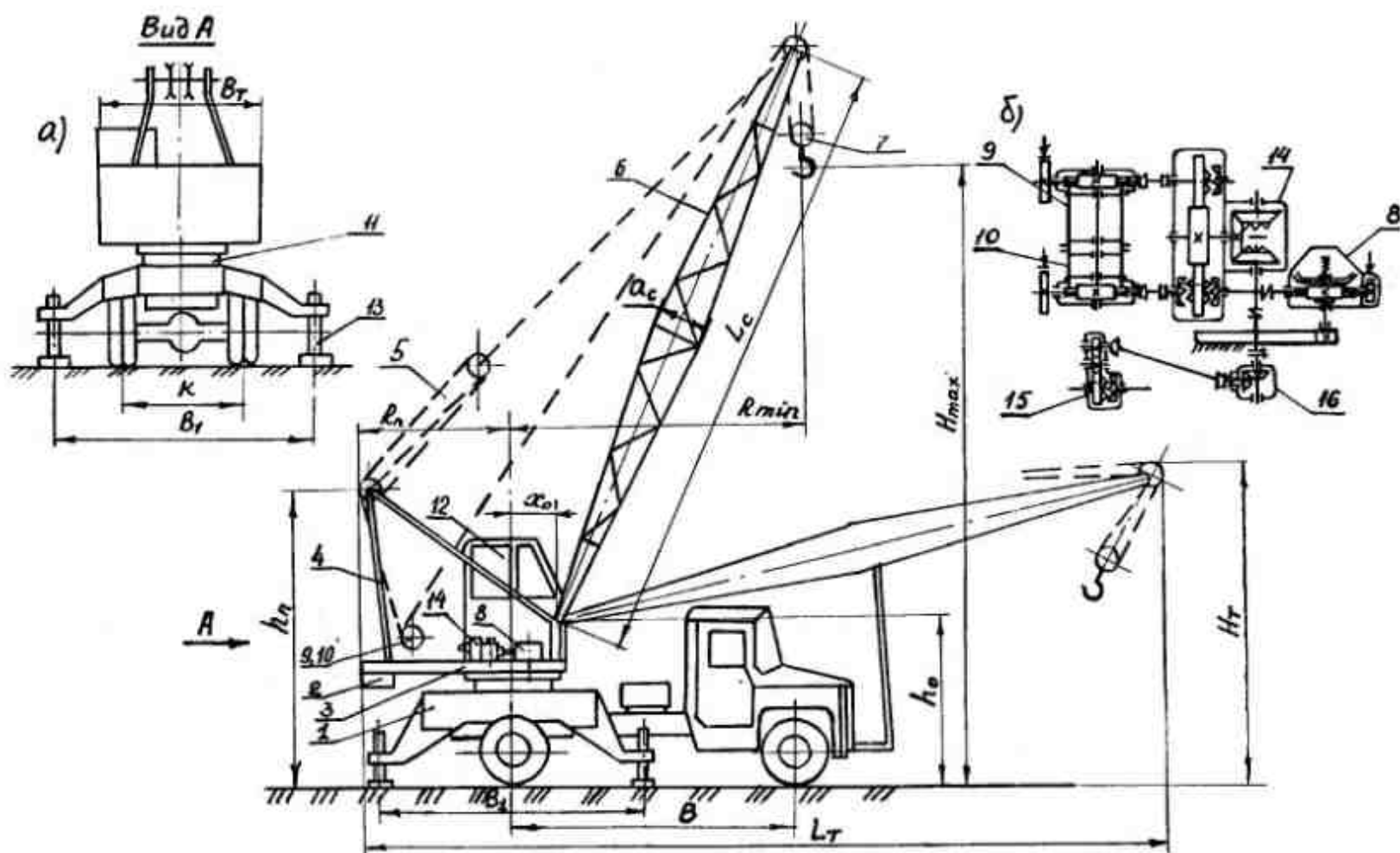


Рис. 6.14. Автомобильный кран с механическим приводом:
 а – общий вид; б – кинематическая схема; 1 – рама крана;
 2 – противовес; 3 – поворотная платформа; 4 – двуногая стойка;
 5 – стреловой полиспаст; 6 – стрела; 7 – крюковая подвеска;
 8 – механизм вращения; 9, 10 – грузовая и стреловая лебедки;
 11 – опорно-поворотное устройство; 12 – кабина крановщика;
 13 – выносная опора; 14 – реверсивно-распределительный механизм;
 15 – коробка отбора мощности; 16 – конический редуктор

В кранах с гидроприводом механизмов стрелу выполняют жестко опертой телескопически раздвижной, управляемой гидроцилиндром (рис. 6.15). Основным видом рабочего оборудования является телескопическая стрела 1, состоящая из подвижной и неподвижной секций. Стрела жестко подвешена на

гидроцилиндрах 3. Выдвижение-втягивание секций стрелы осуществляется гидроцилиндром 2 двустороннего действия.

Изменение угла наклона стрелы проводится параллельно действующими гидроцилиндрами 3 с фиксацией их штоков в заданном положении гидрозамками. Грузовая лебедка 8 и механизм вращения крана 7 выполнены с приводом от гидромоторов 10 и 6 и снабжены автоматическими колодочными нормально-замкнутыми тормозами. Рабочая жидкость от гидронасосов подается к исполнительным механизмам с помощью шлангов через вращательное гидравлическое соединение, смонтированное по оси вращения крана. Гидропривод выполнен по открытой схеме, при которой одна из линий является напорной и соединена с баком рабочей жидкости, компенсирующей разность объемов поршневой и штоковой полостей гидроцилиндров и наружные утечки. Опорно-поворотное устройство 15 выполнено роликовым. Фиксирование механизма вращения осуществляется тормозом 5. Гидравлический насос 11 приводится в движение от двигателя автомобиля 14 через коробку передач 13 и редуктор отбора мощности 12.

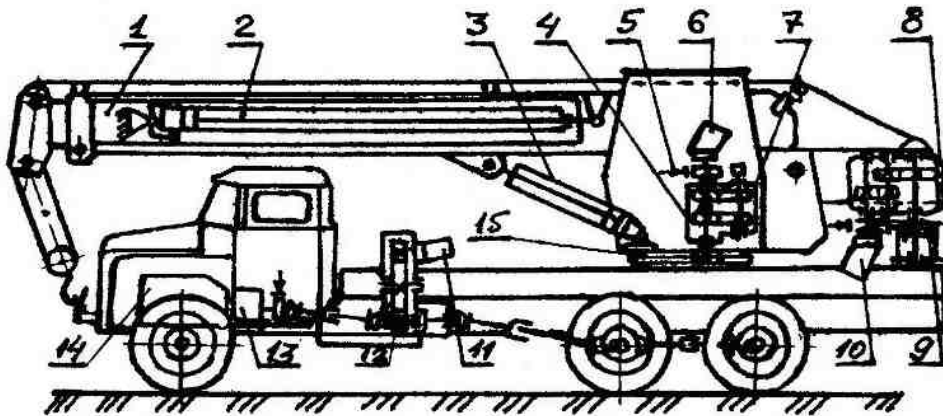


Рис. 6.15. Автомобильный кран с гидравлическим приводом:
 1 – стрела; 2, 3 – гидроцилиндры; 4, 8, 12 – редукторы; 5 – тормоз;
 6, 10 – гидромоторы; 7 – механизм вращения; 9 – барабан;
 11 – гидронасос; 13 – коробка передач; 14 – двигатель автомобиля;
 15 – опорно-поворотное устройство

Автокраны снабжают гуськами разной длины для увеличения подстрелового пространства, которые устанавливают на подвижной секции стрелы. При дизель-электрическом приводе каждый механизм имеет индивидуальный электродвигатель, получающий энергию от генератора трехфазного тока, вращаемого двигателем автомобиля.

Размеры рабочего оборудования автомобильных кранов невелики, поэтому в строительном процессе они участвуют редко, только при строительстве небольших зданий и подъеме грузов небольших масс и габаритов.

Основная область применения автокранов – погрузочно-разгрузочные работы и вспомогательные операции на монтажных работах.

В связи с лучшими технико-экономическими показателями краны с гидроприводом и телескопическими стрелами применяются более широко, чем краны с электроприводом, механическим приводом и решетчатыми стрелами.

6.5.3. Пневмоколесные краны

Пневмоколесные краны характеризуются мобильностью с большой свободой передвижения по твердым (асфальт, бетон) и естественным покрытиям дорог. Эти машины применяются для монтажных и погрузочно-разгрузочных работ на объектах, находящихся на небольшом расстоянии. На дальние расстояния их перевозят или на трейлерах, или прицепом к автомобильным тягачам.

Характерным для пневмоколесных кранов является **применение одного двигателя** как для привода крановых механизмов, так и передвижения крана. Выпускают краны грузоподъемностью 16, 25, 40, 63 и 100 т, ходовая часть которых выполняется в зависимости от грузоподъемности трех- и четырехосной на сдвоенных пневматических шинах.

Привод крана дизель-электрический или дизель-

гидравлический на каждый механизм. Основным типом привода является индивидуальный электропривод постоянного тока с управлением по системе *генератор – двигатель*, обеспечивающий регулирование скорости в широких пределах.

В силовую установку пневмоколесных кранов включают гидронасос, используемый, в основном, для управления поворотными колесами и выносными опорами, и компрессор для накачки камер пневматических шин. Сварная ходовая рама крана опирается на ведущие и управляемые мосты автомобильного типа. Количество мостов (2...5) зависит от грузоподъемности крана. При большой грузоподъемности мосты крана объединяются в балансирные тележки с жесткой подвеской к ходовой раме. Управление передвижением из кабины машиниста и жесткая подвеска мостов ограничивают скорость передвижения крана до 18 км/ч. С малыми грузами краны могут работать без выносных опор. Краны при работе со средними и номинальными по массе грузами устанавливают на выносные опоры.

На рис. 6.16, а показан пневмоколесный кран грузоподъемностью 25 т, а на рис. 6.16, б, в и г приведены кинематические схемы силовой установки и основных его механизмов. Стрелу 6 (рис. 6.16, а) опирают на передний конец поворотной платформы 3. Стрелу и груз уравнивают противовесом 2 и весом приводного двигателя с остальными элементами силовой установки, устанавливаемыми на другом конце поворотной платформы 3. Свободный конец стрелы с помощью стрелового расчала подвешивают к двуногой стойке 4. Свободный конец стрелового полиспафта 5 огибает блоки на двуногой стойке и идет на барабан стрелоподъемной лебедки 10, а подъемный канат – на барабан грузоподъемной лебедки 9. Силовая установка (рис. 6.16, б) состоит из дизеля 14, вращающего основной 15 и вспомогательный 16 генераторы, насос 18 гидравлической системы управления выносными опорами.

При длительной работе на площадке вместо дизеля

используют электрический («гонный») двигатель 17, питаемый от сети переменного тока. Основной генератор обеспечивает работу двигателей основного и вспомогательного подъемов, стрелоподъемного механизма и механизма передвижения. Вспомогательный генератор питает двигатель механизма вращения. Механизмы кранов состоят из рабочих двигателей, редукторов, соединительных муфт и тормозов, исполнительных органов (барабанов, зубчатых колес) (рис. 6.16, *в и г*).

Перспективными являются пневмоколесные *краны на короткобазовом шасси* с гидравлическим приводом всех механизмов и всеми поворотными колесами, обеспечивающими малый радиус разворота крана. Колеса оборудуют многослойными шинами, допускающими повышенные нагрузки. В таких кранах применяют телескопические раздвижные, обычно трехсекционные стрелы.

Перечисленные конструктивные особенности способствуют повышению маневренности крана и делают его удобным для применения на строительных площадках с узкими проходами. В кранах на короткобазовом шасси база выполнена размерами в пределах 1,8...2,0 м. Они изготавливаются грузоподъемностью 6,3...10, 16 и 25 т. Гидравлические насосы приводятся от коробки отбора мощности привода шасси. Эти машины бывают двухосными, с обеими ведущими и управляемыми осями.

6.5.4. Краны на шасси автомобильного типа

Краны на специальных шасси автомобильного типа составляют группу мобильных кранов повышенной грузоподъемности (25...250 т). Они не имеют основного недостатка пневмоколесных кранов с решетчатыми стрелами – малой скорости передвижения, препятствующей их быстрому перемещению между строительными объектами.

По конструкции **специальные шасси** существенно отличаются от обычных шасси автомобиля числом приводных и

управляемых осей, их распределением на базе, конструкцией подвесок и управления. Для удовлетворения требований о предельной нагрузке на ось специальные шасси изготавливают многоосными (3...8 осей). Они обычно состоят из двух независимых друг от друга частей: ходовой в виде многоосного шасси с самостоятельным ДВС – дизелем мощностью, достаточной для перемещения крана с нормальной транспортной скоростью, и поворотной крановой части с самостоятельным силовым агрегатом.

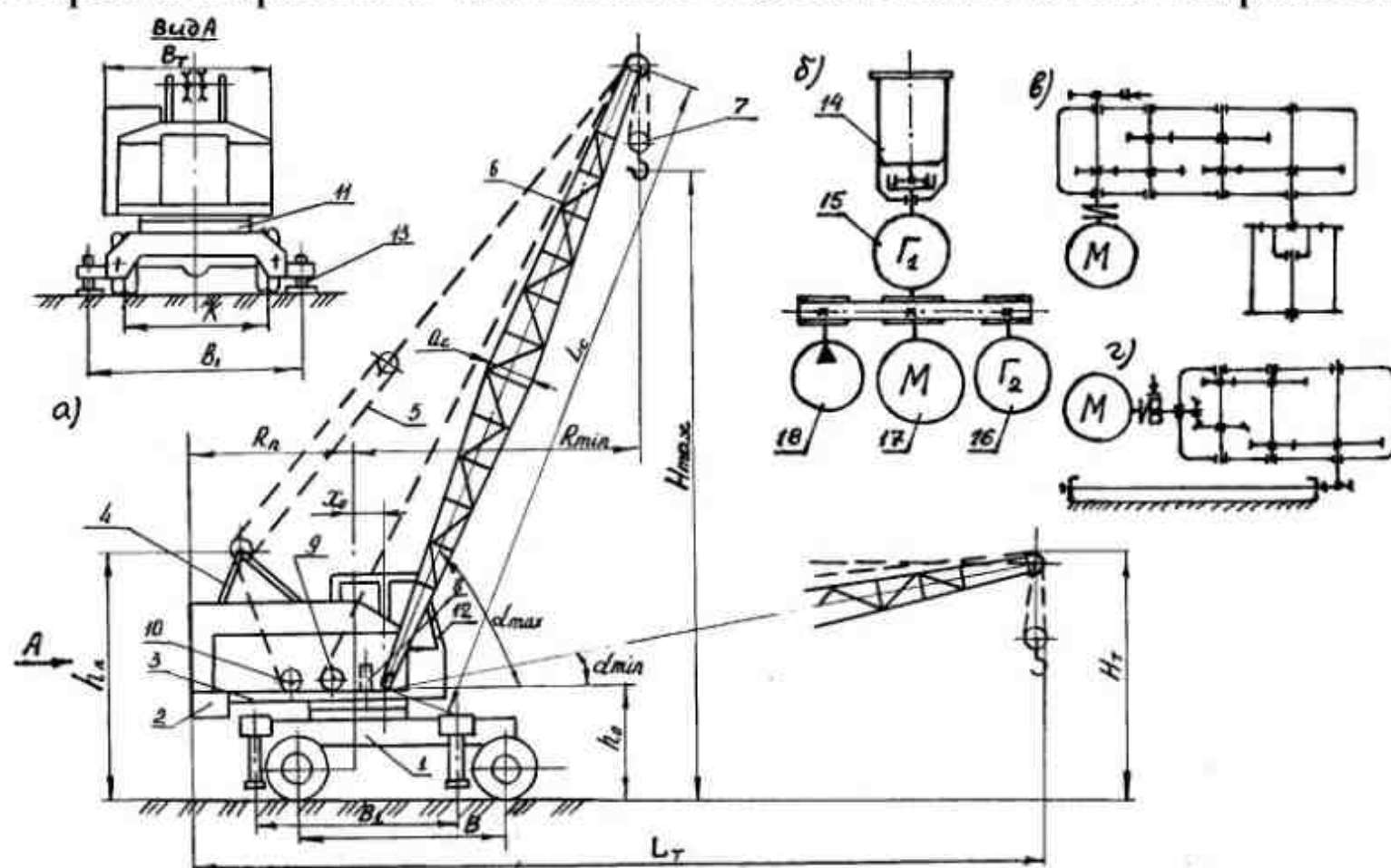


Рис. 6.16. Пневмоколесный кран грузоподъемностью 25 т:
 а – общий вид; б – силовая установка; в – механизм главного подъема;
 г – механизм вращения; 1 – рама; 2 – противовес; 3 – поворотная платформа; 4 – двуногая стойка; 5 – стреловой полиспаст;
 6 – стрела; 7 – крюковая подвеска; 8, 9, 10 – лебедки вращения, подъемная, стреловая; 11 – опорно-поворотное устройство;
 12 – кабина; 13 – выносная опора; 14 – дизель; 15, 16 – генераторы;
 17 – электродвигатель; 18 – насос

Краны на шасси автомобильного типа применяют при монтажных и погрузочно-разгрузочных работах на рассредоточенных объектах, а также при единичном монтаже тяжелых конструкций. В этих кранах применяют дизель-

гидравлический привод высокого давления (до 32 МПа). Стрелы выполняют телескопическими из трех–пяти секций, которые оборудуют гуськами (удлинителями) разной длины. Подъем и опускание стрелы осуществляется одним или двумя гидроцилиндрами, выдвижение секций – также гидроцилиндрами. На рис. 6.17 показан общий вид крана грузоподъемностью 120 т на шестиосном шасси с колесной формулой 12х8 с четырьмя управляемыми осями. **Силовая установка**, расположенная на шасси 1, обеспечивает передвижение крана и привод гидравлических насосов для управления выносными опорами 6. Силовая установка поворотной части крана 4 обеспечивает работу крановых механизмов. Она состоит из дизеля, гидравлических насосов, питающих через гидрораспределители гидравлические моторы лебедок главного и вспомогательного подъемов 5 и механизма вращения крана. Кроме того, эти насосы питают гидроцилиндры подъема стрелы 3 и гидроцилиндры выдвижения секций телескопической стрелы 2.

Гидропривод кранов позволяет получить широкий диапазон скоростей рабочих движений механизмов за счет совмещения расходов жидкости двух напорных линий по параллельной или последовательной схемам, а также совмещение рабочих движений. Рабочие операции крана управляются из кабины, расположенной на поворотной части.

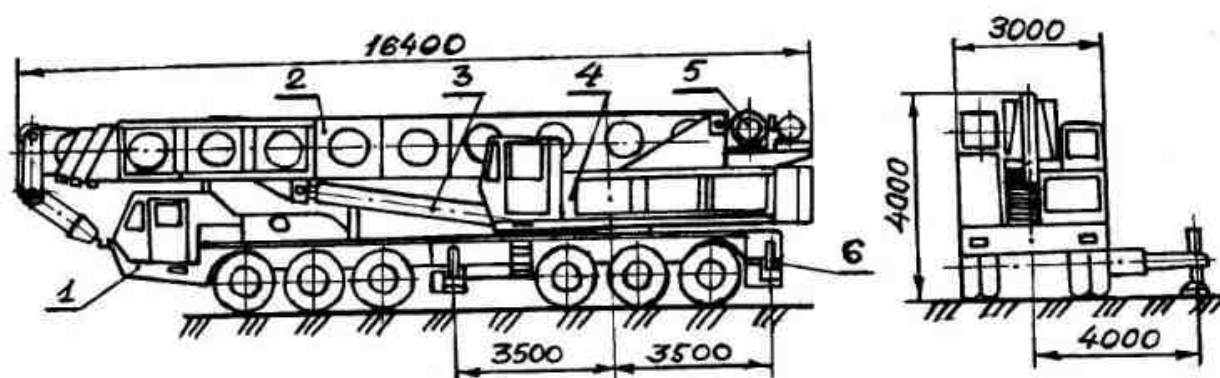


Рис. 6.17. Стреловой кран на специальном шасси автомобильного типа грузоподъемностью 120 т:

- 1 – шасси; 2 – стрела; 3 – гидроцилиндр подъема стрелы;
4 – поворотная часть крана; 5 – лебедки главного и вспомогательного подъемов; 6 – выносная опора

Механизмы лебедок состоят из одного или двух гидромоторов, цилиндрических редукторов, встроенных в барабаны, колодочных или дисковых тормозов (рис. 6.18).

Привод насосов 6 и 7 (рис. 6.18, а) осуществляется от автомобильного двигателя 1 через коробку передач 2, раздаточную коробку 3, коробку отбора мощности 4 и раздаточный редуктор 5.

Механизм вращения платформы (рис. 6.18, б) включает гидромотор 8 аксиально-поршневого типа, трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор 10, колодочный тормоз 9 с гидротолкателем; зубчатое колесо 11. Последнее входит в зацепление с зубчатым венцом опорно-поворотного круга и вращает кран. Привод грузовой лебедки (рис. 6.18, в) состоит из аксиально-поршневого гидромотора 15, планетарного двухступенчатого редуктора 12, вмонтированного в барабан 13, ленточного тормоза 14.

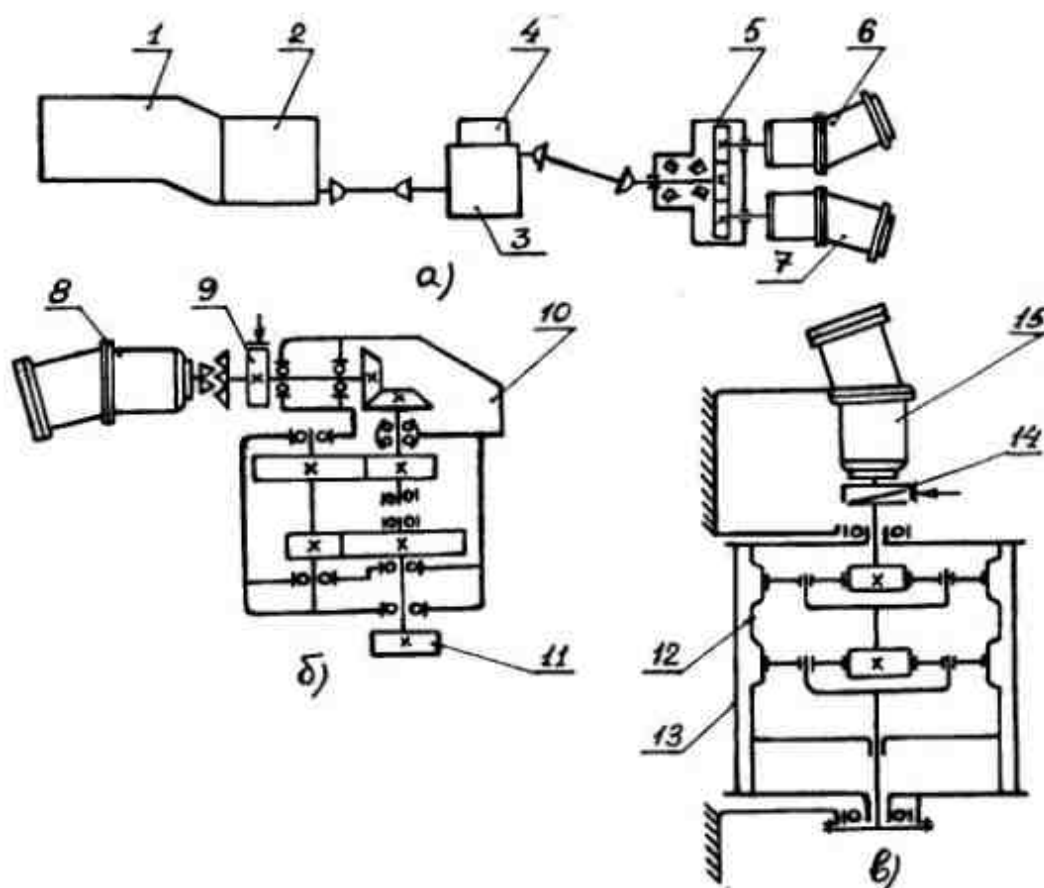


Рис. 6.18. Механизмы лебедок кранов на шасси автомобильного типа:

- а* – привод насосов; *б* – механизм поворота платформы;
- в* – привод грузовой лебедки; 1 – двигатель автомобиля; 2 – коробка передач; 3 – раздаточная коробка; 4 – коробка отбора мощности;
- 5 – раздаточный редуктор; 6, 7 – насосы; 8, 15 – гидромоторы;
- 9, 14 – тормоза колодочный и ленточный; 10,
- 12 – коническо-цилиндрический и планетарный редукторы;
- 11 – зубчатое колесо; 13 – барабан

6.5.5. Гусеничные краны

Гусеничные краны применяют для монтажных и строительных работ. Эти краны обладают наиболее высокой проходимостью и маневренностью. Малое удельное давление на грунт (0,6...2,4 МПа), значительный опорный контур обеспечивают возможность движения крана с грузом на крюке по грунтовым уплотненным площадкам. На короткие расстояния краны передвигаются собственным ходом со скоростью 0,75...3 км/ч; на дальние – их перевозят на платформах с частичным демонтажом. Поворотная часть крана по конструктивному исполнению аналогична поворотной части пневмоколесных кранов.

Силовым агрегатом гусеничных кранов с дизель-электрическим приводом механизмов является ДВС - дизель и электрогенератор переменного трехфазного тока, что допускает работу электродвигателей от внешней электросети. Дизель-генератор является отдельным агрегатом, установленным в хвостовой части поворотной платформы крана.

Гусеничный кран (рис. 6.19) состоит из поворотной платформы 3 с силовой установкой, механизмами 8, 9 и 10, кабиной 12, гусеничного хода 1, опорно-поворотного устройства 11, стрелы 6, грузозахватного крюка 7, двуногой стойки 4, стрелоподъемного полиспаста 5.

На поворотной платформе гусеничного крана (рис. 6.20,а) размещены силовая дизель-электрическая установка 1, лебедки главного 3 и вспомогательного 4 подъемов, стреловая лебедка 2, механизм вращения 5 и кабина управления 6. Механизм главного подъема 3 выполнен с многоскоростной лебедкой, имеющей два приводных двигателя и встроены в редуктор дифференциал (рис. 6.20, б).

Механизм вращения поворотной части крана (рис. 6.8, в) – вертикальный двухскоростной с размещенной в редукторе муфтой переключения скоростей. Стрелоподъемный механизм (рис. 6.20, г) и механизмы вспомогательного подъема (рис. 6.20, д) – нормального типа.

Монтажные гусеничные краны имеют большую номенклатуру по грузоподъемности – от 16 до 250 т. Они работают без выносных опор и могут передвигаться в пределах строительной площадки в любом направлении со скоростью 0,5...1 км/ч. Краны типа КГ выпускают с различными видами рабочего оборудования: с основными и удлиненными стрелами, гуськами и башенно-стреловым оборудованием. Основная стрела выполнена с Г-образным наголовником для увеличения подстрелового пространства.

Ходовая часть гусеничных кранов состоит из неповоротной рамы, опирающейся на две приводные гусеничные тележки с многоопорными гусеничными звеньями, обеспечивающими низкие (до 0,1 МПа) удельные давления на грунт.

Механизмы передвижения тележек выполняются с независимым приводом каждой гусеницы, либо с приводом от одного или двух двигателей, работающих на один вал.

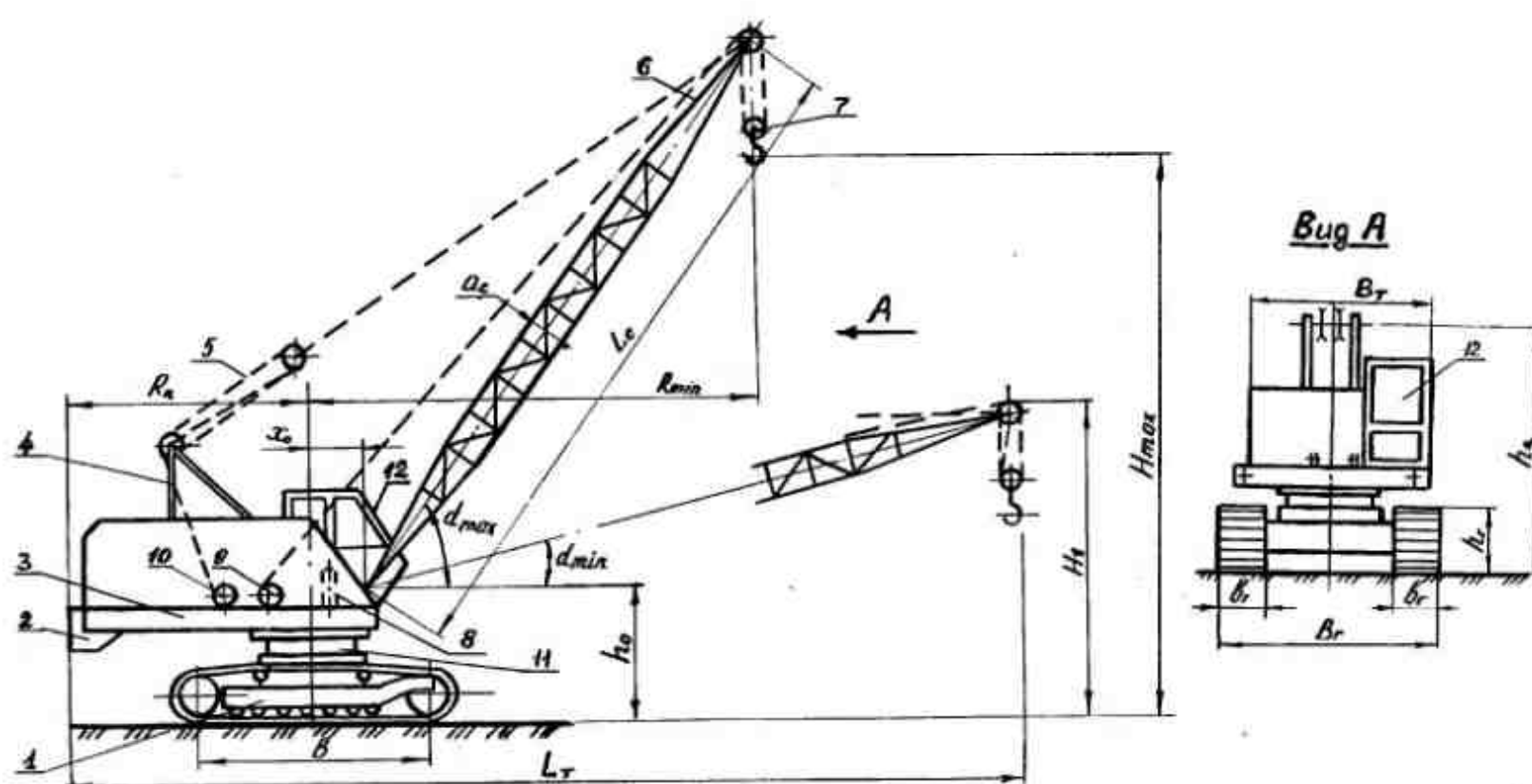


Рис. 6.19- Гусеничный кран грузоподъемностью $Q = 25$ т
 1 – гусеничный ход; 2 – контргруз; 3 – поворотная платформа;
 4 – двуногая стойка; 5 – стрелоподъемный полиспаст; 6 – стрела;
 7 – крюковая подвеска; 8 – механизм вращения;
 9, 10 – стреловая и грузовая лебедки; 11 – опорно-поворотное устройство; 12 – кабина крановщика

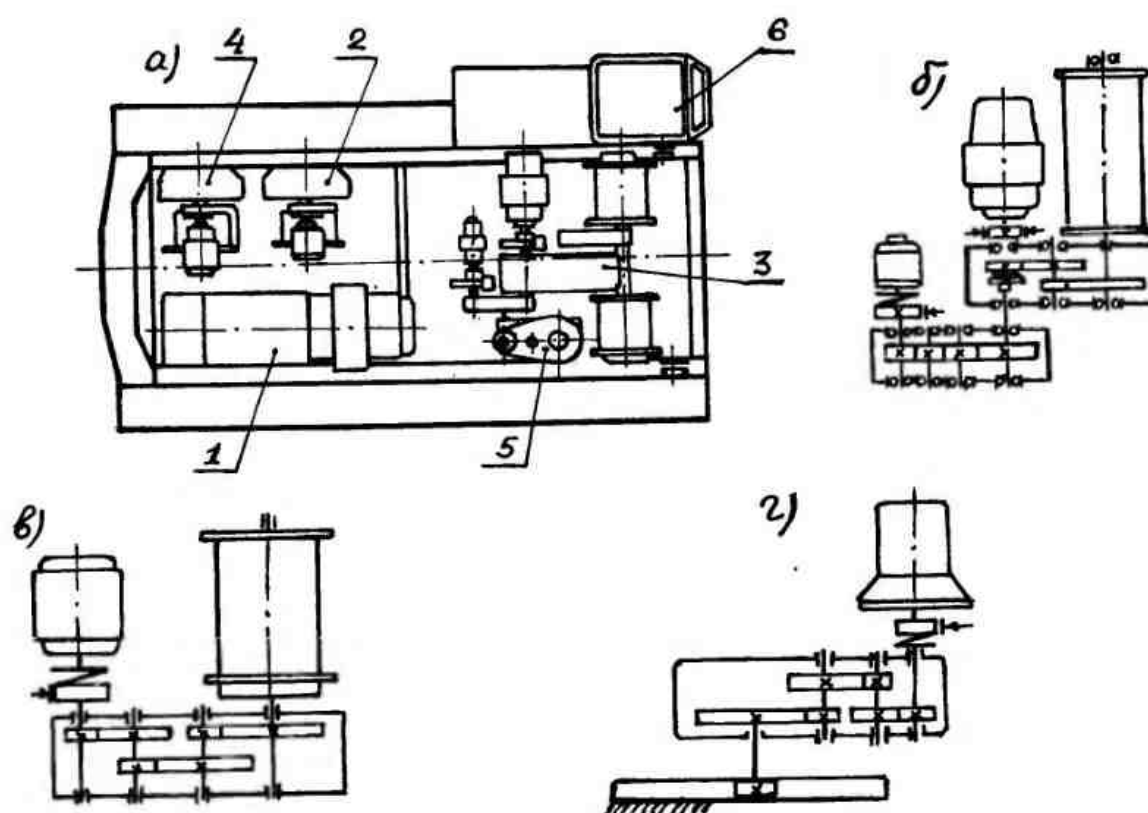


Рис. 6.20. Размещение механизмов на поворотной платформе и кинематические схемы механизмов гусеничного крана:
а – механизмы на поворотной платформе; схемы механизмов:
б – главного подъёма; в – стрелоподъемного; г – вращения; 1 – силовая установка; 2 – стреловая лебедка; 3, 4 – лебедки главного и вспомогательного подъемов; 5 – механизм вращения; 6 – кабина управления

6.5.6. Расчет стреловых самоходных кранов

При общем расчете стреловых самоходных кранов в первую очередь вычисляют грузовые, инерционные и ветровые нагрузки при номинальной грузоподъемности крана и соответствующем ей максимальном вылете. Исходя из анализа аналогичных, близких по параметрам конструкций кранов, выбирают принципиальную схему крана, в том числе ходового устройства, рабочего оборудования, системы привода и др.; определяют общую массу крана с соответствующей разбивкой ее по отдельным элементам, а также устанавливают

предварительные значения других основных параметров; рассчитывают и строят грузовую характеристику крана. Затем рассчитывают механизмы, проверяют грузовую и собственную устойчивость крана [8, 17].

Рассчитывают элементы привода, отдельные механизмы и металлоконструкции крана: соединительные муфты, валы, подшипники, передачи, системы гидропривода, решетчатые и телескопические стрелы, башни и гуськи при башенно-стреловом оборудовании, выносные опоры и др. Расчетом определяются и уточняются размеры деталей сборочных единиц элементов и частей крана.

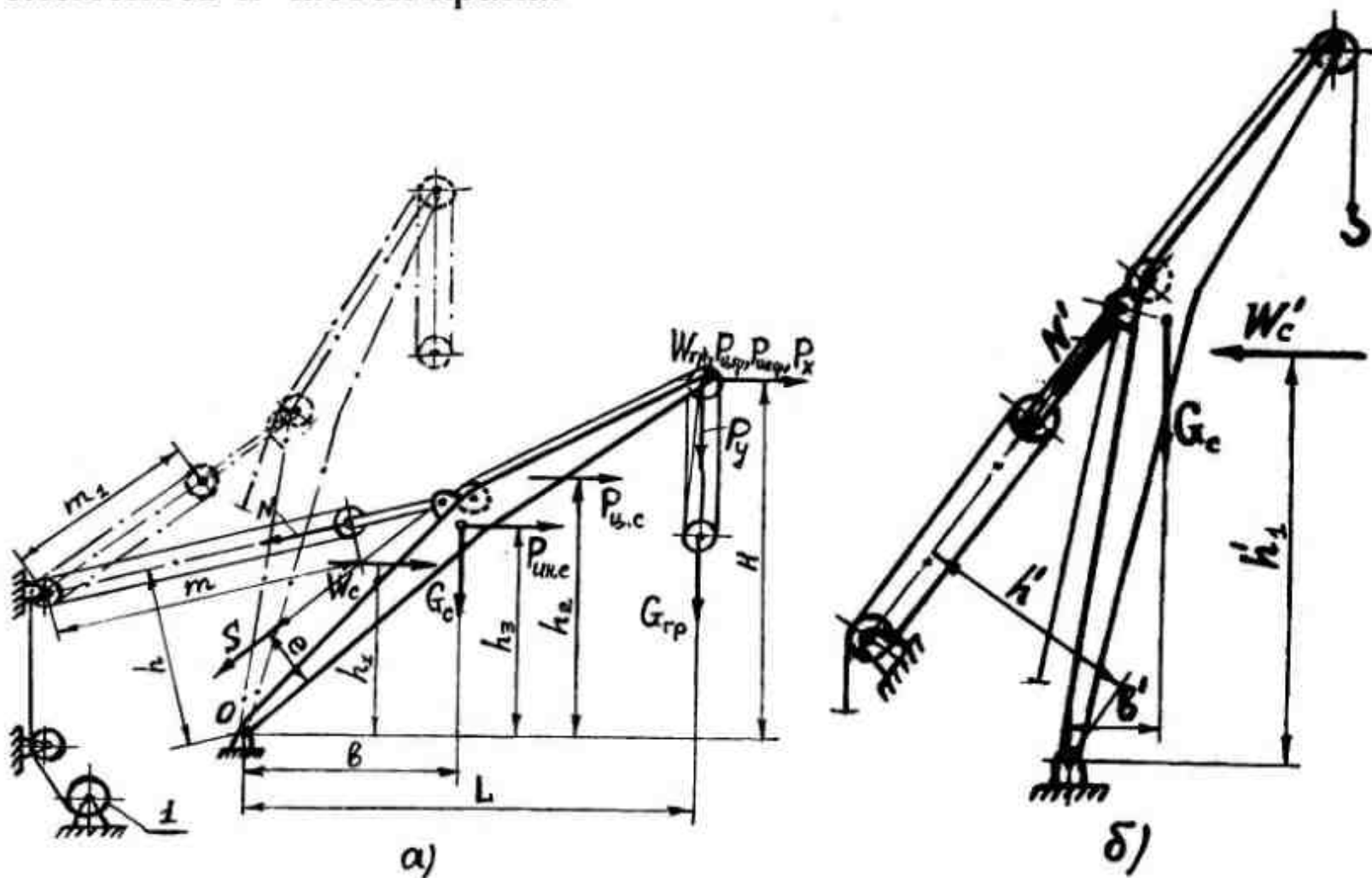


Рис. 6.21. Схема нагрузок, действующих на стрелу:
 а – при определении усилия N в стреловом полиспасте;
 б – при расчете стрелы против опрокидывания назад

Наиболее простыми механизмами изменения угла наклона стрелы, широко применяемыми в стреловых самоходных кранах общего назначения, являются полиспастный и гидравлический. В первом случае при оборудовании крана непрямолинейной стрелой тяги стрелового полиспаста должны быть закреплены в

зоне изгиба стрелы. Прямые стрелы от действия внешних нагрузок испытывают только напряжения сжатия, а непрямолинейные стрелы нагружаются еще и изгибающим моментом. Более общим случаем приложения усилий к стреле является схема с непрямолинейной стрелой (рис 6.21,а). К стреле со стороны полиспаста необходимо приложить усилие N , определяемое из условий равновесия стрелы при учете сил, действующих на нее при соответствующем вылете.

На стрелу действуют следующие силы: $G_{гр}$ и G_c – веса груза и стрелы; S – усилие в подъемном канате; $W_{гр}$ и W_c – ветровые нагрузки, действующие на груз и металлоконструкцию стрелы; P_y и P_x – соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие инерционной нагрузки от приведенной массы стрелы и груза при работе механизма подъема стрелы в неустановившемся режиме; $P_{ц.гр.}$ и $P_{ц.с.}$ – центробежные силы от груза и стрелы; $P_{ин.гр.}$ и $P_{ин.с.}$ – инерционные нагрузки масс груза и стрелы при работе механизма передвижения крана в неустановившемся режиме. Уравнение моментов всех сил относительно оси опорного шарнира O :

$$\Sigma M_o = (G_{сп} + P_y) \cdot L + G_c \cdot b - N \cdot h - S \cdot e + \\ + (W_{сп} + P_{ц.сп} + P_{ин.сп} + P_x) \cdot H + W_c \cdot h_1 + P_{ц.с} \cdot h_2 + P_{ин.с} \cdot h_3 = 0,$$

где $L, b, e, h, h_1, h_2, h_3, H$ – соответственно плечи сил $G_{гр}, P_y, G_c, S, N, W_c, P_{ц.с}, P_{ин.с}, W_{гр}, P_{ц.гр}, P_{ин.гр}, P_x$ относительно шарнира O ; откуда усилие в стреловом полиспасте

$$N = \frac{(G_{сп} + P_y) \cdot L + G_c \cdot b - S \cdot e + (W_{сп} + P_{ц.сп} + P_{ин.сп} + P_x) \cdot H + W_c \cdot h_1 + P_{ц.с} \cdot h_2 + P_{ин.с} \cdot h_3}{h}. \quad (16.15)$$

Наибольшее усилие S_{max} в канате механизма подъема стрелы будет действовать на участке перед барабаном. При изменении угла наклона стрелы усилие N в стреловом полиспасте изменяется, при этом наибольшее усилие соответствует максимальному вылету, поэтому это положение обычно является расчетным. В соответствии с изменением вылета изменяется и усилие в ветви каната, набегающего на

барабан, а следовательно, изменяется момент на барабане.

На рис. 6.21,а центробежная сила $P_{ц.с}$ от массы стрелы при вращении крана и инерционная сила $P_{ин.с}$ от массы стрелы при работе механизма передвижения крана в неустановившемся режиме работы действуют на различных уровнях. Любая точка стрелы при работе механизма передвижения крана будет иметь одинаковое ускорение. При работе механизма вращения различные точки стрелы будут обладать различными ускорениями, вследствие чего равнодействующая сила $P_{ин.с}$ будет всегда проходить через центр тяжести стрелы, а равнодействующая центробежных сил $P_{ц.с}$ будет расположена выше центра тяжести стрелы.

Крайнее верхнее положение стрелы у кранов с машинным приводом механизма изменения вылета ограничивается углом наклона, при котором стрела не запрокидывается в сторону противовеса под действием ветровой нагрузки рабочего состояния. Устойчивость стрелы от запрокидывания в сторону противовеса под действием ветровой нагрузки проверяют по схеме, показанной на рис. 6.21, б. Уравнение моментов сил, действующих на стрелу при наименьшем вылете, имеет вид

$$\sum M_o = G_c \cdot b' - W_c' \cdot h_1' - N' \cdot H = 0,$$

откуда

$$N' = \frac{G_c \cdot b' - W_c' \cdot h_1'}{H}. \quad (6.16)$$

Стрела будет устойчивой при положительном значении усилия N' . В противном случае стрела под действием ветровой нагрузки запрокинется в сторону противовеса.

ГЛАВА 7. КРАНЫ МОСТОВОГО (ПРОЛЕТНОГО) ТИПА

7.1. Классификация и общая характеристика

Краном мостового (пролетного) типа называют кран с грузозахватным устройством, подвешенным к грузовой тележке или тали, которые перемещаются по подвижной стальной конструкции (мосту) или по несущему канату. Краны мостового типа предназначены для обслуживания, в основном, площадок прямоугольной формы. Наиболее распространенными кранами мостового типа являются мостовые, козловые и кабельные краны (рис 7.1).

Мостовые краны находят широкое применение в различных отраслях промышленности, транспорта и строительства для внутрицеховых и внутрискладских погрузочно-разгрузочных работ.

Козловые краны применяются для обслуживания складов штучных и навалочных грузов, строительных и монтажных площадок, машиностроительных заводов и т. д.

Кабельные краны предназначены для обслуживания больших производственных площадей (судостроительных верфей, плотин, шлюзов, лесных складов, бетонных заводов и др.).

Мостовые краны являются одними из наиболее распространенных и перемещаются по рельсовым путям, уложенным на колоннах цеха. В некоторых случаях эти краны располагают на эстакадах. Козловой кран отличается тем, что его мостовое пролетное строение, оборудованное высокими опорами, перемещается по подкрановым путям, уложенным на земле, или на специальном бетонном основании. Кабельный кран выполняют в виде двух расчаленных мачт или башен, между которыми натянут стальной канат, называемый несущим; по нему тяговым канатом передвигается тележка с полиспадными блоками механизма подъема. Механизмы кранов мостового типа имеют индивидуальный электрический привод и питаются от внешней электрической сети при помощи троллеев или гибкого кабеля. Захваты механизма подъема в зависимости от назначения кранов и рода выполняемых работ бывают крюковые, грейферные и магнитные.

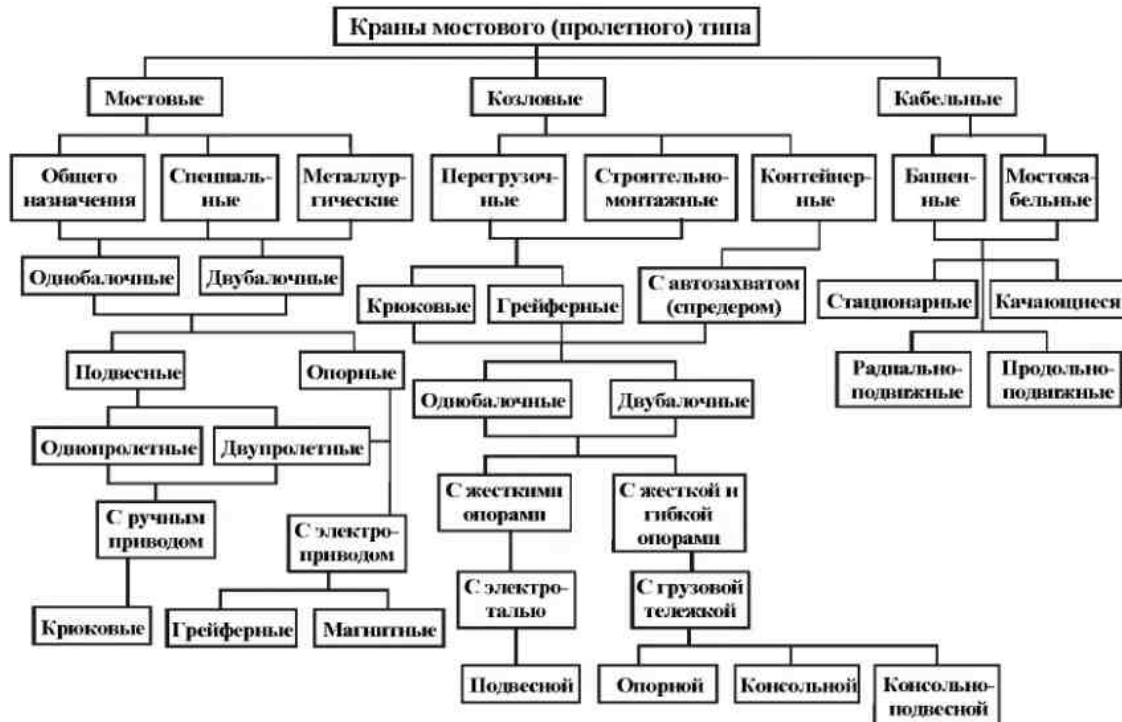


Рис. 7.1. Классификация кранов мостового (пролётного) типа

7.2. Мостовые краны

7.2.1. Классификация и устройство

В зависимости от назначения мостовые краны можно разделить на следующие основные группы: общего назначения, специального назначения (с поворотной тележкой и т. п.) и металлургические (литейные, ковочные и др.).

Мостовые краны **общего назначения**, снабженные, в основном, грузовым крюком, предназначены для выполнения массовых погрузочно-разгрузочных работ.

Мостовые краны **специального назначения**, снабженные специальными грузозахватами, предназначены для работы с определенными грузами.

Мостовые краны состоят из двух основных узлов: моста, передвигающегося вдоль цеха, и крановой тележки или тали, передвигающихся по мосту.

В зависимости от конструкции моста эти краны делят на однобалочные и двубалочные. Однобалочный мост состоит из главной балки, соединенной с двумя концевыми балками. Двубалочный мост имеет две главные балки, соединенные с двумя концевыми балками.

По способу опирания на крановый путь различают мостовые краны опорного и подвесного типа. К мостовым кранам опорного типа относят краны, опирающиеся ходовыми колесами на крановый рельс, закрепленный на подкрановой балке, установленной на колоннах цеха, эстакадах. Мостовые краны подвесного типа ходовыми колесами опираются на нижние полки двутавровых балок, подвешенных к потолочным конструкциям цеха.

По типу привода мостовые краны выполняют с ручным или электрическим приводами. Основной характеристикой мостовых кранов является **пролет** – расстояние между осями крановых рельсов. Основные параметры и размеры мостовых кранов выбирают по ГОСТу 1575–81. По грузоподъемности краны условно могут быть разделены на три группы: первая – до 5 т; вторая – от 5 до 50 т; третья – свыше 50 до 320 т.

Мостовые краны комплектуют из унифицированных узлов. Они бывают с одной или двумя тележками. Управление механизмами осуществляется с пола, из кабины и дистанционно.

7.2.2. Однобалочные мостовые краны

Мостовые однобалочные краны выполнены с ручным и электрическим приводами, подвесного и опорного типа.

Мостовые подвесные однобалочные краны с ручным приводом имеют грузоподъемность 0,5...5 т и длину 3,6...11,4 м. В качестве механизма подъема груза в этих кранах применяют ручные передвижные червячные тали.

Мостовые подвесные однобалочные краны с электрическим приводом выполнены двух-, трех- и четырехопорными, имеют грузоподъемность 0,25...5 т, длину от 18 до 34,8 м. Управление краном осуществляется с пола. Для подъема и передвижения груза используются электрические тали.

Подвесные однобалочные краны перемещаются по подвесному рельсовому пути (рис. 7.2). Двухавровая балка 1, по которой передвигается электроталь 3, прикреплена к тележкам 5, перемещающимся по двум двухавровым балкам 6, подвешенным к конструкциям перекрытия цеха. Механизм передвижения тележки раздельный. Подвод электроэнергии к двигателям 4 тележек – с помощью троллеев 7, а к электротали – кабелем 2.

Особенностью подвесных кранов является возможность обслуживания тех зон между пролетами, куда не достают обычные мостовые краны. Это способствует бесперегрузочному движению груза и комплексной механизации грузопотоков в цехе.

Следует отметить, что у однобалочных мостовых кранов мостом служит балка двухаврового сечения, которая одновременно является ездовой (вместо рельсов) для самоходной электротали. Поэтому такие краны называют кран-балками.

Мостовые краны опорные однобалочные с ручным приводом имеют грузоподъемность 3,2; 5,0 и 8,0 т, а пролет – 4,5...16,5 м. В качестве механизма подъема груза применяют

ручные передвижные червячные тали.

Мостовые краны опорные однобалочные с электрическим приводом имеют грузоподъемность 1...5 т, скорость подъема груза 0,133 м/с, высоту подъема 6, 12 и 18 м, пролет 4,5...25,5 м.

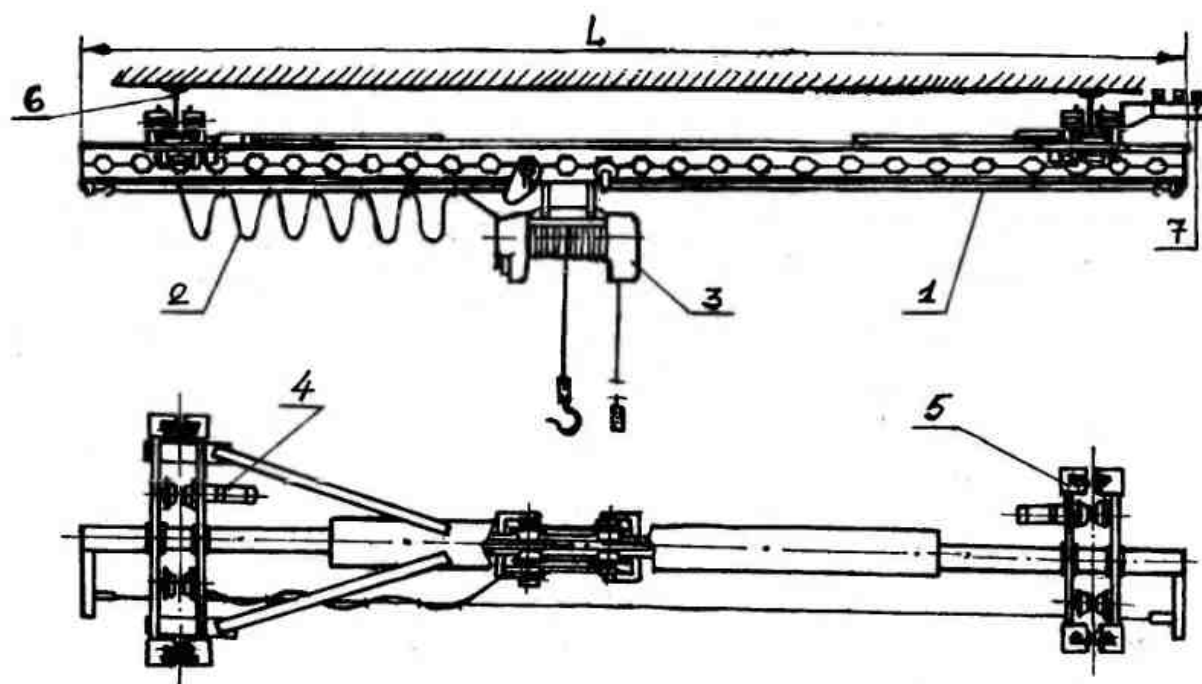


Рис. 7.2. Подвесной однобалочный двуопорный кран (подвесная кран-балка):

1 – главная балка; 2 – кабель; 3 – электроталь; 4 – двигатель;
5 – тележка; 6 – подвесная балка; 7 – троллеи

Схема однобалочного мостового крана (опорной кран-балки) с электроталью 2 показана на рис.7.3. Мост состоит из балки 3 двутаврового сечения, которая опирается на коробчатые концевые балки 1. Для увеличения жесткости концы балки усилены раскосами 4. На концевых балках смонтированы колеса с угловыми брусками 5. Привод механизма передвижения кран-балки 6 является общим – с тихоходным трансмиссионным валом 7 вдоль моста. Управление краном проводится из кабины машиниста или с пола (при низких скоростях).

7.2.3. Двубалочные мостовые краны

У двубалочных крюковых ручных мостовых кранов грузоподъемность составляет 12,5 и 20 т, пролеты – от 7,5 до 16,5 м, высота подъема до 20 м. Мост выполнен из двух пролетных балок, которые опираются на концевые балки из швеллеров. Механизм передвижения крана выполнен с цепным колесом, тяговое усилие на цепи – 340 ... 470 Н. Тележка имеет раму с колесами, которые опираются на подтележечные рельсы, уложенные на верхних полках пролетных балок. Тележка передвигается с помощью цепного колеса. На раме смонтирован механизм подъема с грузоупорным дисковым тормозом и цепными колесами на приводном валу. Крюковая подвеска подвешена на канатах сдвоенного полиспаста.

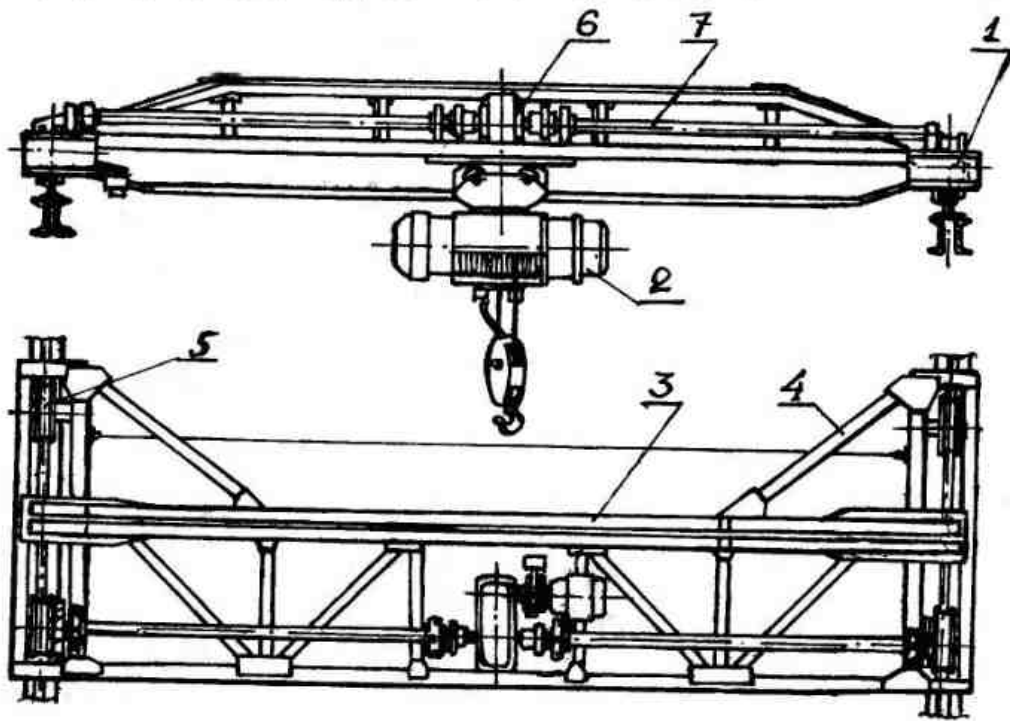


Рис. 7.3. Однобалочный мостовой кран:

1 – концевая балка; 2 – электроталь; 3 – балка; 4 – раскос;
5 – ходовое колесо; 6 – привод передвижения; 7 – тихоходный вал

Мостовые краны общего назначения опорные двубалочные с электрическим приводом (ГОСТ 25711–83) грузоподъемностью 5...50 т имеют скорость подъема груза 0,05...0,32 м/с, скорость

передвижения тележки 0,32...0,63 м/с, скорость передвижения крана 0,4...2,5 м/с, высоту подъема груза 12,5 м, пролет 10,5...34,5 м.

Эти краны опираются на четыре ходовых колеса. Такие же краны (ГОСТ 6711–81) с грузоподъемностью механизма главного подъема 80...500 т и грузоподъемностью механизма вспомогательного подъема 20...80 т имеют высоту подъема главного механизма 25 и 32 м, вспомогательного 27 и 34 м. В зависимости от грузоподъемности и пролета они могут быть выполнены с восемью или шестнадцатью ходовыми колесами.

Мост двубалочного мостового крана состоит из двух отдельных пространственно жестких балок, называемых главными. **Главные балки** соединены с концевыми балками, образуя с ними горизонтальную раму. В концевых балках моста установлены ходовые колеса крана.

На рис. 7.4 показана схема двубалочного мостового крана опорного типа. Главные балки 2 и 9 и концевые балки 10 составляют мост крана. По верху моста устанавливаются рельсы, по которым передвигается самоходная грузовая тележка 1, имеющая самостоятельный механизм передвижения. Сам мост может также передвигаться по рельсам 4, уложенным сверху на балках цеха или склада. На крановой тележке 1 установлены также главный и вспомогательный механизмы подъема груза. К мосту крана прикреплена кабина управления 7. Питание механизмов крана электроэнергией проводится с помощью специальных токоведущих шин (троллеев) 5, установленных вдоль стен цеха. Подача электроэнергии на механизмы подъема груза и передвижения тележки осуществлена с помощью специального гибкого кабеля. Привод моста 3 может быть отдельным на оба колеса, как показано на рис. 7.4, или общим с тихоходным и быстроходными валами. Скорости механизмов мостовых кранов принимают в зависимости от группы режима механизма, а также от грузоподъемности (табл. 7.1).

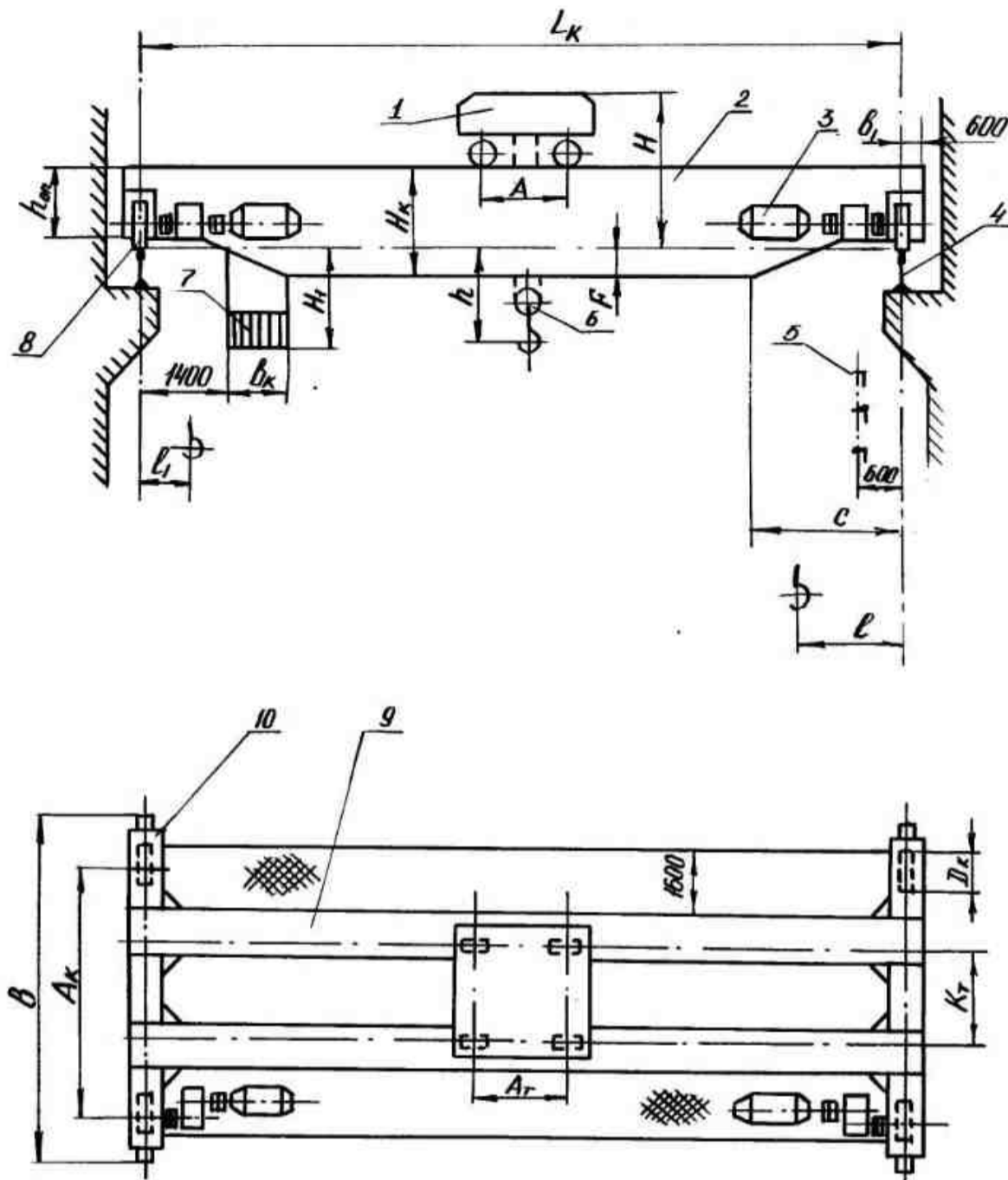


Рис. 7.4. Схема двубалочного мостового крана:
 1 – грузовая тележка; 2, 9 – главные балки; 3 – привод моста;
 4 – подкрановый рельс; 5 – троллей; 6 – крюковая подвеска;
 7 – кабина управления; 8 – ходовое колесо; 10 – концевая балка

Крановые тележки мостовых кранов по конструкции бывают одно- и двубарабанные. Они предназначены для установки механизмов подъема груза (основного, а в некоторых случаях и вспомогательного) и механизма передвижения тележки.

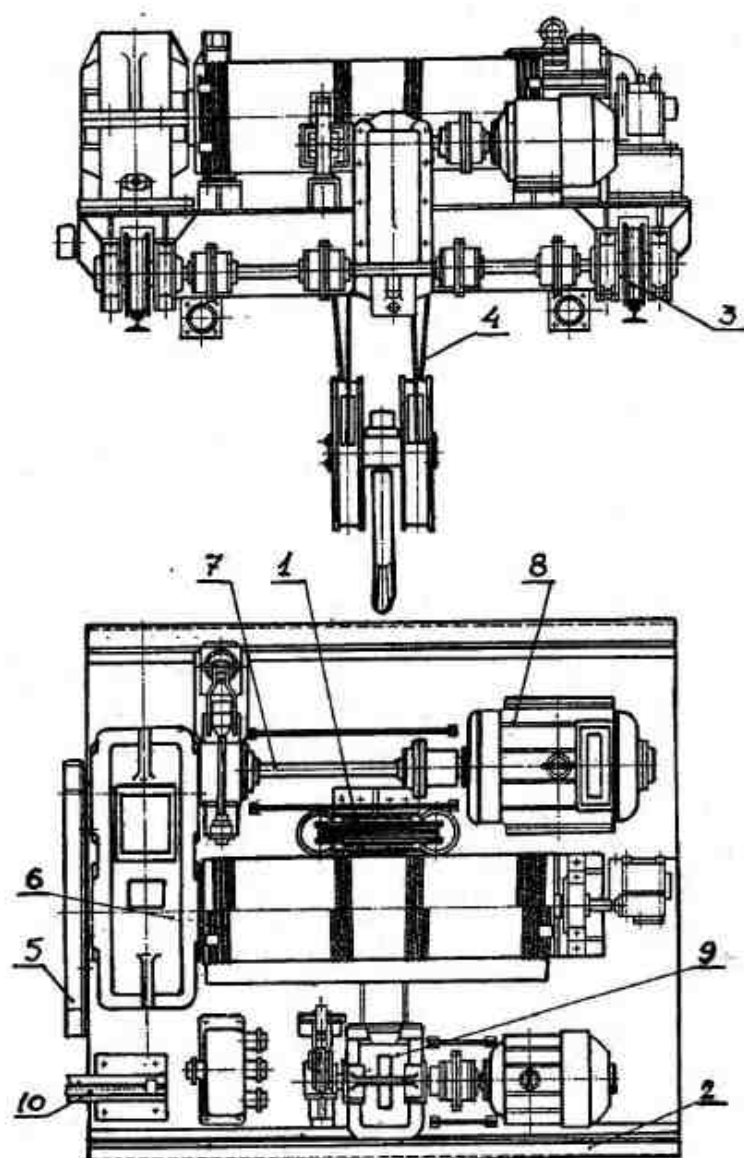


Рис. 7.5. Крановая тележка с одним механизмом подъема груза:
1 – уравнительный блок; 2 – перила; 3 – ходовое колесо; 4 – грузовой полиспаст; 5 – линейка выключателя; 6 – редуктор;
7 – промежуточный вал; 8 – двигатель;
9 – вертикальный редуктор; 10 – кабель

На рис. 7.5 показана крановая тележка грузоподъемностью 5 т. Механизм подъема тележки имеет сдвоенный двукратный полиспаст 4 и двигатель 8, соединенный с редуктором 6 с помощью промежуточного вала 7, благодаря чему сила тяжести узлов механизма подъема равномерно действует на ходовые колеса тележки 3. Уравнительный блок 1 установлен на кронштейне, смонтированном сверху рамы тележки. Токосвод к тележке выполнен в виде гибкого кабеля 10. Механизм передвижения тележки имеет вертикальный редуктор 9. Для выключения механизма передвижения при подходе тележки к крайним положениям по концам главных балок

установлены концевые выключатели, приводимые в действие специальной линейкой 5, закрепленной на раме тележки, снабженной перилами 2.

Таблица 7.1
Скорости механизмов мостовых кранов, м/с

Механизмы	Группа режима работы механизма		
	3М	4М	5М
Подъема груза:			
Главный	0,04	0,13; 0,17	0,25; 0,33
Вспомогательный	0,17; 0,22	0,33	0,33
Передвижения:			
Тележки	0,33; 0,5	0,67	0,67
Крана	0,83	1,33	1,66; 2,0

7.2.4. Металлические конструкции крановых мостов

Металлоконструкция является остовом крана, на котором монтируется тележка, механизмы и приводы крана, и от ее качества зависит работа всех элементов крана в целом. Поэтому к металлоконструкциям мостовых кранов предъявляют высокие требования прочности, жесткости и надежности при минимальной металлоемкости.

Крановые мосты сваривают из листовой стали, гнутых профилей, фасонного проката и стальных труб марки ВМС – 3 кл. Одна из основных проблем краностроения – снижение массы кранов, экономия металла. Поэтому применяют низколегированные стали и легкие сплавы (алюминиевые, магниевые). Алюминиевые сплавы (Д16Т, АМ–6) имеют примерно в 3 раза меньшую плотность, чем сталь, достаточно высокую механическую и коррозионную прочность; их применение снижает массу крана и давление на ходовые колеса, улучшает технико-экономические показатели крана. Однако применение мостов из алюминиевых сплавов ограничено из-за высокой их стоимости – в 3...5 раза больше, чем стальных.

Резервом снижения металлоемкости стальных крановых

мостов (до 30 %) является применение тонкостенных гнутых профилей, а также изготовление ферм из труб.

Пролетная часть двубалочного моста выполняется в виде пространственных балочных коробчатых (рис. 7.6, а) и ферменных (рис. 7.6, б) конструкций или в виде безраскосных ферм (рис. 7.6, в). Концевые балки (рис. 7.6, г) выполняют коробчатого сечения; момент инерции их сечения относительно вертикальной оси должен быть не меньше момента инерции сечения главной балки в месте их соединения. Балки и их соединения должны быть не только прочными, но и жесткими, чтобы избежать перекосов моста, ведущих к быстрому износу ходовых колес.

В мостовых кранах общего назначения применяются преимущественно мосты в виде сплошных балок, т. к. они менее трудоемки в изготовлении и более надежны. Их недостатком является большая, чем у решетчатых балок, масса. Поэтому для кранов с большими пролетами применяют решетчатые балки.

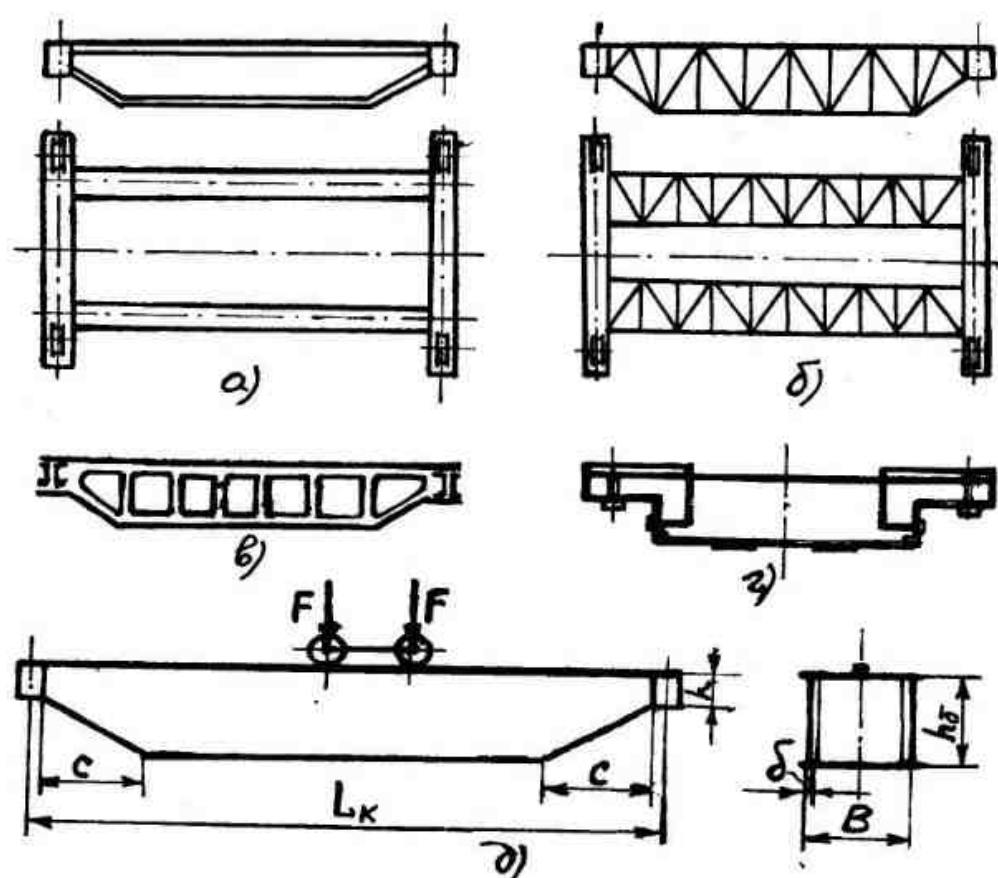


Рис. 7.6. Металлические конструкции крановых мостов:
 а – балочная коробчатая конструкция; б – ферменная конструкция;
 в – безраскосная ферма; г – концевая балка;
 д – расчетная схема моста

Ввиду того, что в мостовых кранах применяются преимущественно мосты в виде сплошных балок, приведем данные по основным параметрам конструкции моста в виде сплошной балки (рис. 7.6, д).

Высоту двуступенчатой главной балки выбирают в зависимости от длины пролета $h_6 = (1/14...1/18) L_k$; высота концевой балки $h_1 = (0,6...0,7) h_6$; ширина главной балки $B = (1/2...1/3) h_6$ и не менее $B \geq L_k/40, L_k/50$; длина скоса балки $c = (0,1...0,2) L_k$; толщина листового материала балки $\sigma \geq 5$ мм. Условие устойчивости конструкции моста $h_6/\delta \leq 160$; при $h_6/\delta \leq 160$ ставят вертикальные и горизонтальные ребра жесткости.

Критерием жесткости является статический прогиб балки, который в зависимости от режима работы допускается: $f_{доп} \leq L_k/600...L_k/700$; для балок из алюминиевых сплавов $f_{доп} \leq L_k/400$.

7.3. Нагрузки на кран

Расчетные нагрузки, действующие на металлоконструкцию:

1) **Постоянные** – весовые нагрузки металлоконструкции, механизмов передвижения крана и кабины.

Распределенная нагрузка от собственного веса одной балки двубалочного моста и механизма передвижения:

$$q_6 = (0,5 G_M + G_{мех}) \cdot K_{\Pi} / L_k, \quad (7.1)$$

где $0,5G_M$ – собственный вес половины сварного коробчатого моста; $G_{мех}$ – вес механизма передвижения крана; K_{Π} – коэффициент перегрузки, зависящий от скорости передвижения крана v :

$$K_{\Pi} = 1...1,2 \text{ (при } v = 1...3 \text{ м/с).}$$

2) **Подвижные** – создаются силой давления от ходовых колес грузовой тележки, движущейся по мосту.

Усилие на одно колесо тележки при номинальном весе груза G :

$$F_1 = K_d \cdot G/4 + G_r/4, \quad (7.2)$$

где G_t – вес тележки; K_d – динамический коэффициент, учитывающий инерционные силы при подъеме и опускании груза; $K_d = 1,2; 1,3; 1,4$ – для кранов общего назначения соответственно для 3-, 4- и 5-й групп режима нагружения; $K_d = 1,1$ – для монтажных и литейных кранов.

3) **Инерционные** – возникают в горизонтальной плоскости при резком торможении моста:

$$q_{\text{п}} = [(0,5 G_{\text{м}} + G_{\text{мех}})/(g L_{\text{к}})] \cdot a_{\text{max}}. \quad (7.3)$$

Максимальные допускаемые ускорения при резком торможении:

$$a_{\text{max}} \leq \varphi \cdot g Z_{\text{п}}/z, \quad (7.4)$$

где φ – коэффициент сцепления колёс с рельсами; $Z_{\text{п}}$ – число приводных колёс; z – общее число колёс крана; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести.

Сосредоточенная инерционная поперечная нагрузка в горизонтальной плоскости от массы кабины при резком торможении моста:

$$F_{\text{п.к}}^{\text{п}} = m \cdot a_{\text{max}}. \quad (7.5)$$

Сосредоточенная продольная и поперечная инерционные нагрузки в горизонтальной плоскости при резком торможении моста и тележки с грузом:

$$F_{\text{и.1}}^{\text{п}} = (m_t + m_r) \cdot 0,5 a_{\text{max}}; \quad (7.6)$$

$$F_{\text{и.2}}^{\text{п}} = (m_t + m_r) \cdot 0,5 a_t.$$

Ускорение тележки при пуске и торможении $a_t = 0,1 \dots 0,25 \text{ м/с}^2$, а при резком пуске и торможении $a_r = 0,2 \dots 0,5 \text{ м/с}^2$.

Скручивающие моменты возникают от действия вертикальных, эксцентрично приложенных нагрузок – от веса механизма передвижения крана, площадок и др.:

$M_{\text{ск}} = \sum G_i J_i$; горизонтальных инерционных нагрузок, приложенных эксцентрично относительно горизонтальной оси; горизонтальных поперечных сил от перекоса, приложенных к колёсам.

7.4. Расчет металлоконструкций кранов

1. Методы расчетов.

Существуют два метода расчета строительных конструкций: 1) метод предельных состояний; 2) метод допускаемых напряжений.

Первый метод расчета – более совершенный. Он введен в действие в 1984 г. ОСТ 24.090.72–83 "Нормы расчета стальных конструкций мостовых и козловых кранов".

Метод предельных состояний основан на статистическом учете условий работы конструкции. В нем дана вероятностная трактовка нагрузок и несущей способности. Различают два предельных состояния: 1) по несущей способности и ограничению развития чрезмерных пластических деформаций; 2) по общим деформациям и колебаниям, т. к. иногда большие деформации и колебания могут явиться причиной потери работоспособности конструкции. По второму предельному состоянию определяют прогиб и сравнивают его с допустимым.

Метод допускаемых напряжений применяют в тех случаях, когда отсутствуют необходимые данные (главным образом коэффициенты перегрузок и условий работы) для использования метода предельных состояний. По данному методу металлоконструкции кранов рассчитывают на прочность по максимальным нагрузкам, на выносливость – по эквивалентным нагрузкам. Конструкции также проверяют на статическую и динамическую жесткость.

2. Методика расчета металлоконструкций кранов по методу предельных состояний.

Расчет по данному методу проводится с целью не допустить предельных состояний при эксплуатации крана в течение всего срока службы. Наибольшие расчетные нагрузки N , действующие на элемент конструкции, не должны превышать предельных нагрузок Φ из условий несущей способности элемента $N < \Phi$. Усилия N определяют в виде нормальных нагрузок R^H , представляющих собой максимальные нагрузки рабочего состояния. Расчетное усилие:

$$N = \sum \alpha_i \cdot P_i^H \cdot n_i, \quad (7.7)$$

где α_i – усилие в элементе при $P_i^H = 1$; n_i – коэффициент перегрузки; P_i^H – наибольшая нагрузка за время эксплуатации, которая может привести к истощению несущей способности элемента.

Предельное усилие, которое определяет несущую способность элемента:

$$\Phi = FR \cdot m_k, \quad (7.8)$$

где F – геометрический фактор элемента (площадь сечения, момент сопротивления, момент инерции сечения и др.); m_k – коэффициент условий работы; R – расчетное сопротивление элемента:

$$R = R^H / K_m; \quad (7.9)$$

здесь R^H – нормативное сопротивление; K_m – коэффициент безопасности по материалу:

$$m_k = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3, \quad (7.10)$$

где m_1 – коэффициент, учитывающий ответственность элемента, $m_1 = 1,0 \dots 0,75$; m_2 – коэффициент, учитывающий отклонение в размерах конструкции, $m_2 = 0,9 \dots 0,95$; m_3 – коэффициент, учитывающий несовершенство расчетов.

При расчете по второму предельному состоянию проверяют потерю несущей способности при многократном действии нагрузок, т. е. по условиям выносливости:

$$\sigma_{пр} \leq m_k \cdot R_b, \quad (7.11)$$

где $\sigma_{пр}$ – приведенное эквивалентное напряжение; R_b – расчетное сопротивление материала при расчете на усталость; m_k принимают таким, как в формуле (7.1).

3. Методика расчета металлоконструкций кранов по методу допускаемых напряжений.

Главную балку рассчитывают для наиболее неблагоприятного случая нагружения при одновременном резком торможении моста и тележки с номинальным грузом.

Нормальные напряжения в балке:

– от вертикальных нагрузок

$$\sigma_b = M_{рас}^{\Sigma} / W_x;$$

– от горизонтальных нагрузок $\sigma_{\Gamma} = \alpha \cdot M_{\text{рас}} / W_y$

где W_x и W_y – моменты сопротивления сечений балки относительно осей x и y ; α – коэффициент, зависящий от количества заторможенных колес Z_3 :

$\alpha = 0,1$ (при $Z_3/z = 1/2$); $\alpha = 0,04$ (при $Z_3/z = 1/4$).

Суммарные напряжения:

$$\alpha_{\Sigma} = \sigma_B + \sigma_{\Gamma}. \quad (7.12)$$

Касательные напряжения:

от распределенных вертикальных сил

$$\tau_1 = F_{\text{рас}}^{\Sigma} \cdot S / (2\delta \cdot J_{\text{тк}}), \quad (7.13)$$

где S – статический момент сечения балки; $J_{\text{тк}}$ – момент инерции сечения; δ – толщина стенки балки; $F_{\text{рас}}^{\Sigma}$ – расчетная поперечная сила от вертикальных нагрузок; от кручения

$$\tau_2 = \Sigma M_{\text{кр.рас}} / (2\delta A), \quad (7.14)$$

где A – площадь сечения балки.

Суммарные касательные напряжения: $\tau = \tau_1 + \tau_2$.

Касательные допускаемые напряжения: $[\tau] = \alpha [\sigma_p]$,

где $\alpha = 0,6 \dots 0,75$.

Металлоконструкции кранов для 5-й и 6-й групп режимов рассчитывают на усталостную прочность. Основная расчетная зависимость имеет вид

$$\sigma_{\sigma} \leq [\sigma_{\text{РК}}] = \sigma_{\text{РК}} / n_{\sigma}, \quad (7.15)$$

где σ_{σ} – эквивалентные по условиям усталости напряжения в элементе, приведенные к циклу с коэффициентом асимметрии нагружения R_{σ} ; $[\sigma_{\text{РК}}]$ – допускаемые по условиям усталости напряжения при коэффициенте асимметрии нагружения R_{σ} и эффективном коэффициенте концентрации напряжений K_{σ} ; $\sigma_{\text{РК}}$ – предел выносливости материала; n – коэффициент запаса, принимаемый обычно таким же, как и при расчетах на прочность.

Проверка статической жесткости проводится по выражению

$$f_L \leq [f_L], \quad (7.16)$$

где f_L – расчетная относительная деформация конструкций; $[f_L]$ – допускаемая относительная деформация конструкций,

регламентируемая соответствующими нормами или условиями эксплуатации крана.

Следует отметить, что прочность стальной конструкции мостового крана рассчитывают при одновременном действии нагрузок в вертикальной и горизонтальной плоскостях в двух основных расчетных случаях.

Случай 1: тележка с грузом находится посередине пролета – проверяют прочность пролетных балок моста.

Случай 2: тележка с грузом расположена около концевой балки – проверяют прочность концевой балки и узла соединения с пролетной балкой.

По эпюрам изгибающих моментов находят опасные сечения балок и определяют суммарные напряжения от нагрузок в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

На выносливость рассчитывают наиболее нагруженные сечения пролетных и концевых балок мостов кранов группы режима 5К, 6К, 7К.

Пролетные балки при положении тележки с номинальным грузом посередине пролета проверяют на статический прогиб:

$$f = (G + G_t) L^3_{к} / (48EJ_x n), \quad (7.17)$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ Па – модуль упругости стали; J_x – момент инерции сечения балки относительно горизонтальной оси $x-x$; n – число пролетных балок моста.

Регламентировано $f/L_{к} = 1/500 \dots 1/700$ в зависимости от группы режима работы крана и его типа.

7.5. Конструкция козловых кранов

7.5.1. Общие сведения и классификация

Козловой кран представляет собой мостовую балку или ферму, вдоль которой передвигается тележка, несущая подъемный механизм. Балка или ферма крана опирается на две ноги, снабженные ходовыми рельсовыми тележками с механизмом передвижения.

Козловые краны разделяют на три основные группы: а) общего назначения (перегрузочные); б) строительно-монтажные; в) контейнерные (рис. 7.1).

Козловые двуконсольные краны общего назначения (ГОСТ 7352–81) используют на открытых складах и погрузочных площадках, обслуживаемых средствами наземного рельсового и безрельсового транспорта. Эти краны имеют гибкую подвеску грузового крюка (грузоподъемность 3,2...32 т), пролет 10...32 м, высоту подъема груза 7,1...10 м.

Строительно-монтажные козловые краны предназначены для монтажа промышленных предприятий, энергетических установок и др. Грузоподъемность их составляет 300...400 т, пролеты – 60...80 м и высота подъема груза – 20...30 м.

Козловые контейнерные краны предназначены для обслуживания гидротехнических и других сооружений, складов железнодорожного транспорта при погрузке и выгрузке контейнеров и т. п. Грузоподъемность их составляет 25...630 т, пролеты – 5...20 м. Имеются также специальные контейнерные краны грузоподъемностью 20 и 32 т (ГОСТ 24390–80) с пролетами 16 и 25 м и высотой подъема 6...11 м; краны оборудованы автоматическим захватом (спредером).

7.5.2. Конструктивные особенности

На складах, монтажных площадках по изготовлению и сборке металлических конструкций широко применяются козловые бесконсольные краны грузоподъемностью 12,5...50 т (рис. 7.7). Кран имеет жесткую 1 и гибкую 7 ноги, пролетную конструкцию 6 пространственного типа, выполненную достаточно жесткой без применения вспомогательных ферм.

По верхнему поясу конструкции перемещается тележка (каретка) 4, несущая блоки полиспафта подъемного механизма 2, расположенного в верхней части жесткой ноги. Тележка перемещается бесконечным канатом тягового механизма, размещенного там же, где и подъемный механизм.

Размещение подъемных и тяговых лебедок не на тележке, а на опорной ноге крана значительно уменьшает массу тележки, а, следовательно, и нагрузку на пролетную конструкцию, что

способствует снижению массы крана в целом. Каждая нога опирается на две перемещающиеся по рельсам подкрановых путей двухколесные тележки 8.

Механизм подъема имеет два полиспаста, расположенных симметрично с обеих сторон моста и работающих на общую траверсу 5.

Верхние блоки полиспастов установлены в подшипниках тележки, а нижние – на траверсе. Управление краном осуществляется из кабины 3.

Как отмечено выше, стальные конструкции крана выполнены с одной жесткой 1, а другой гибкой 7 опорами. Термин "гибкая" характеризует способность опоры поворачиваться благодаря шарнирному креплению или возможность получения большой деформации изгиба в плоскости опоры. Конструктивной особенностью данного козлового крана является наличие двубалочного самоходного моста 6 на высоких опорах с грузовой тележкой.

Конструктивной особенностью однобалочных козловых кранов является наличие у моста продольной балки двутаврового сечения, по нижнему поясу которой передвигается самоходная электрическая таль.

Балку двуконсольного моста 6 (рис. 7.8) выполняют в виде трехпоясной фермы трубчатого сечения с ездовой балкой из двутавра 2. По ездовой балке перемещается грузовая тележка (электроталь) 4 с подъемным механизмом 5. Опорами моста служат стойки 1, соединенные внизу затяжками 3. Кабина управления 7 размещается на одной из ног. При небольших пролетах кран выполняют с обеими жесткими ногами. Ноги охватывают пролетную конструкцию (мост) 6 для возможности прохода тележки между ними при выезде на консоль. Консоли моста позволяют загружать транспортные средства с торца крана. Межпутевое пространство может быть использовано только для технологических целей или складирования готовой продукции. Два из четырех ходовых колес (слева и справа) выполняют приводными 9. Однобалочные краны бывают грузоподъемностью 5 т, пролетом до 27 м, со скоростями: подъема 8 м/мин, передвижения тележки 30 м/мин и передвижения крана 23 м/мин [26].

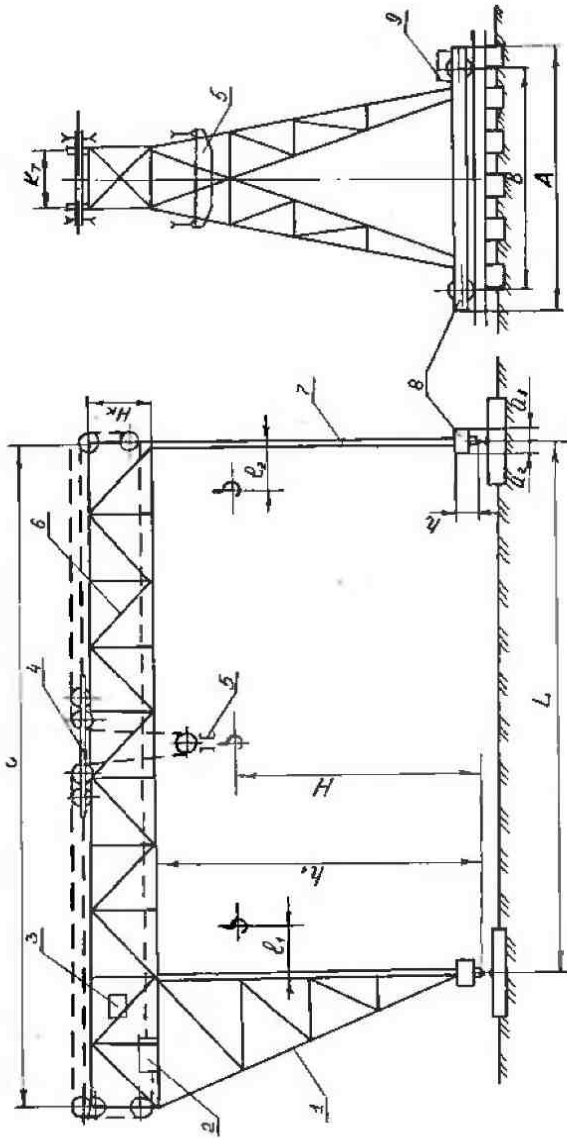


Рис. 7.7. Козловой монтажный кран:

- 1,7 – жесткая и гибкая ноги; 2 – подъемный механизм; 3 – кабина; 4 – каретка;
 5 – грузовая траверса; 6 – ферма моста; 8 – ходовые тележки;
 9 – привод ходовых тележек

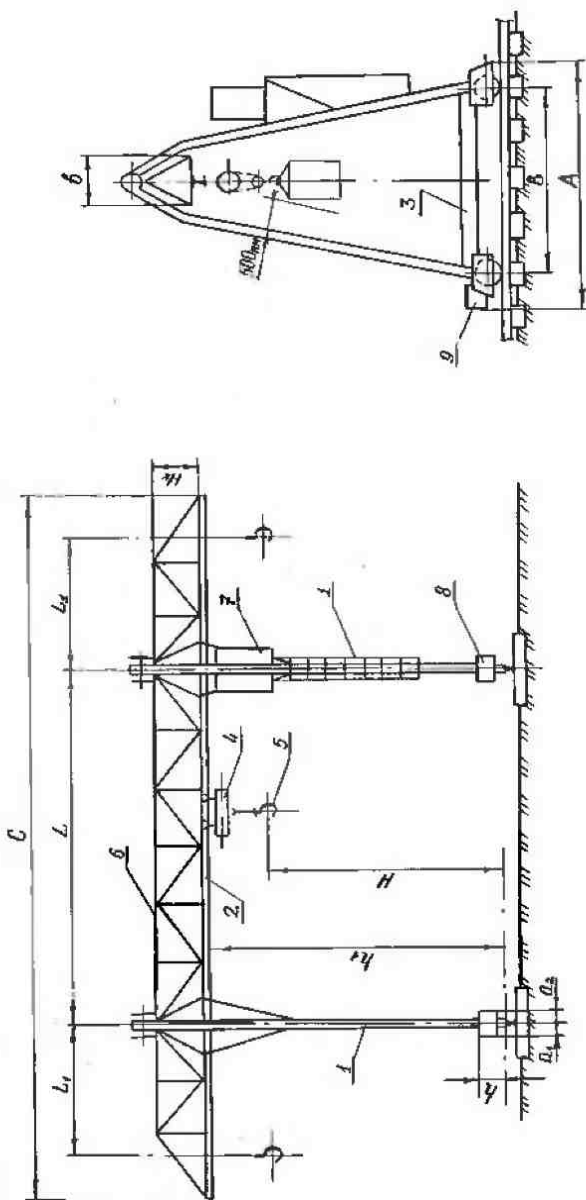


Рис. 7.8. Двухконсольный козловой кран.

- 1 – стойка; 2 – ездовая балка; 3 – затяжка; 4 – электромотор;
 5 – грузоподъемное устройство; 6 – мост; 7 – кабина управления; 8 – ходовая тележка;
 9 – привод ходовой тележки

ГЛАВА 8. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИНАХ. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

8.1. Классификация и основные параметры транспортирующих машин

Транспортирующими машинами (машинами непрерывного транспорта) называют машины, предназначенные для перемещения насыпных, а в некоторых случаях и штучных грузов в заданном постоянном направлении непрерывным потоком без остановок на загрузку и разгрузку. Поэтому их относят к машинам непрерывного транспорта.

По принципу действия транспортирующие машины классифицируют на конвейеры, пневмо- и гидротранспортные установки (рис. 8.1). К ним относят также самотечные устройства. Совместно с ними применяют вспомогательные устройства: питатели, дозаторы, бункера, весы и др.

По характеру приложения движущей силы и конструкции транспортирующие машины разделяют на машины с тяговым элементом (лентой, цепью, канатом и др.) для передачи движущей силы и без него.

В зависимости от области применения различают машины общего назначения и специальные.

По роду перемещаемых грузов различают машины для транспортирования насыпных материалов, штучных грузов и пассажиров.

Транспортирующие машины характеризуются назначением, производительностью в объёмных единицах (П, м³/ч) или в единицах массы (П, т/ч), а также направлением и размерами пути перемещения груза, т. е. длиной L (м) и её составляющими: длиной горизонтальной проекции L_г и высотой подъёма H, связанными зависимостью

$$L_g = L \cos \beta \text{ и } H = L \sin \beta, \quad (8.1)$$

где β – угол наклона машины к горизонту, град.

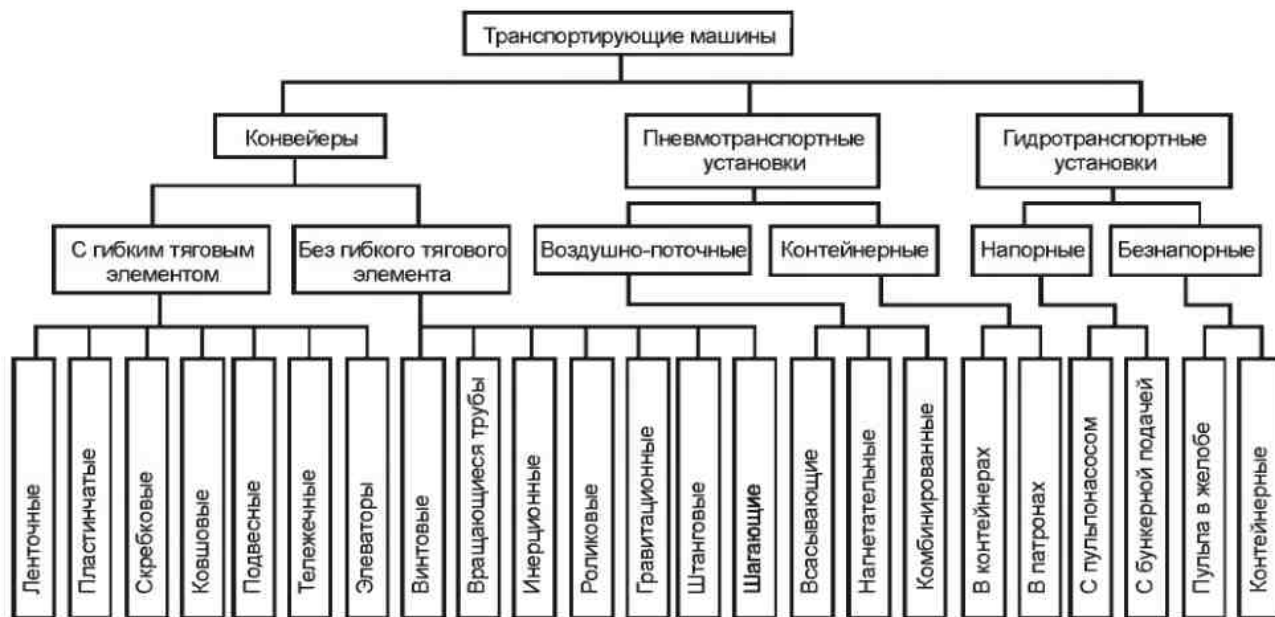


Рис. 8.1. Классификация машин непрерывного транспорта

При выборе типа и размера транспортирующих машин учитывают указанные требования, а также род и свойства транспортируемого груза, конфигурацию (трассу) машины, стоимость эксплуатации, надёжность и долговечность, а также удельные показатели по металлоёмкости и энергоёмкости.

Удельным показателем массы, характеризующим металлоёмкость машины, называют отношение массы машины G_M к сумме показателей L_T и H :

$$K_{G_M} = \frac{G_M}{L(\cos \beta + \sin \beta)}, \text{ т/м.} \quad (8.2)$$

Удельным показателем мощности называют отношение мощности двигателя N к секундной производительности машины $\Pi_{т.с}$, т. е.

$$K_N = N / \Pi_{т.с}, \text{ кВт/т.} \quad (8.3)$$

Удельные показатели учитывают при выборе разных машин, предназначенных для выполнения одних и тех же операций. Более экономичные и производительные машины характеризуются меньшими значениями приведенных коэффициентов.

Проводят также технико-экономический анализ вариантов машин. Их сравнивают по приведенным расходам:

$$E = \frac{C_k}{10} + C_p, \quad (8.4)$$

где C_k – капитальные затраты на приобретение и установку машины; C_p – годовые эксплуатационные расходы.

8.2. Ленточные конвейеры

8.2.1. Определение и классификация

Ленточными конвейерами называют машины непрерывного действия, предназначенные для транспортирования преимущественно в горизонтальном направлении насыпных грузов,

загружаемых сверху на приводную, гибкую закольцованную ленту. Ленточными конвейерами транспортируют порошкообразные, зернистые, мелко- и среднекусковые, а иногда и штучные мелкие грузы (кирпич, ящики, контейнеры).

Ленточные конвейеры нашли широкое распространение в строительстве, на складах, в портах, при добыче полезных ископаемых, в металлургии. Их используют в качестве элементов погрузочных и перегрузочных устройств, а также машин, выполняющих технологические функции.

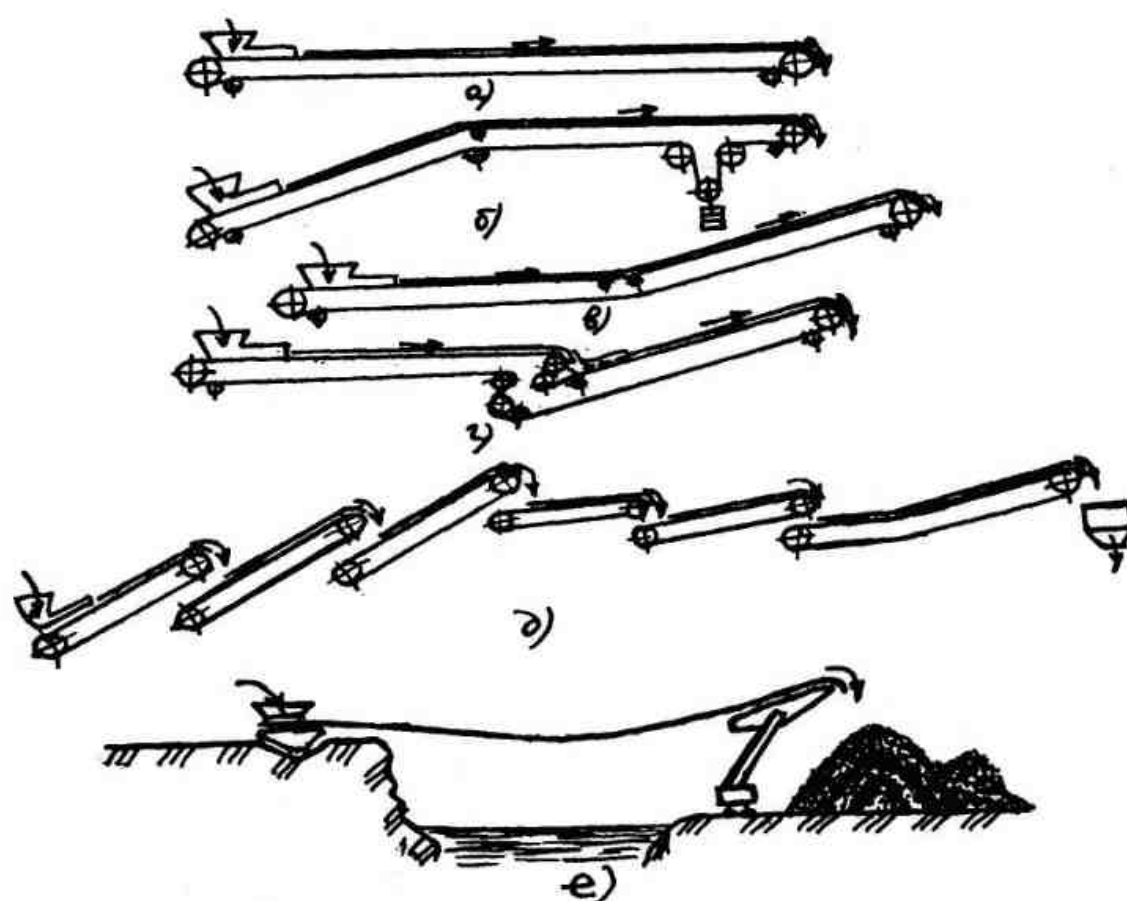


Рис. 8.2. Трассы ленточных конвейеров:

- а – горизонтальная; б, в – изогнутая в вертикальной плоскости;*
- г – горизонтально-наклонная со сдвоенным приводом;*
- д – комбинированная из многих конвейеров (большой длины);*
- е – специальная*

Ленточные конвейеры, применяемые в строительстве, бывают стационарные, передвижные (длиной 5...20 м) и переносные (длиной до 5м). По виду рабочего органа они

бывают с тканевой и металлической (сплошной и сетчатой) лентами. Серийно выпускаемые ленточные конвейеры имеют ширину ленты от 400 до 2000 мм и скорость её движения от 0,8 до 5 м/с. Конвейеры же специального назначения – ленты шириной до 3000 мм при скорости до 8 м/с.

Длина конвейера зависит от прочности ленты на разрыв и доходит иногда до 1 км. При большей дальности транспортирования устанавливают последовательно несколько конвейеров, которые называют **звеньевыми**. При конвейерах большой длины, когда прочность ленты на разрыв недостаточна, ленту разгружают с помощью стальных канатов, устанавливаемых с боков ленты. В этом случае тяговое усилие передаётся канатами, а лента является только несущим элементом для груза. Поэтому такие конвейеры называют **канатно-ленточными**.

Ленточные конвейеры в плане имеют прямолинейную форму. В вертикальной плоскости эта форма может быть как прямолинейной (горизонтальной и наклонной), так и ломаной. Существуют также трассы, комбинированные из многих конвейеров (большой длины), а также специальные (рис. 8.2). При применении современных высокопрочных лент и многобарабанных приводов стало возможным создавать конвейеры длиной до 8...10 км в одном ставе, а конвейерные магистрали эксплуатируются длиной до нескольких десятков километров. Производительность ленточных конвейеров, зависящая от ширины ленты и формы трассы, скорости ленты и вида транспортируемого груза, может достигать 30 000 т/ч. Эта величина во много раз превышает производительность других конвейеров [6, 9, 11, 20].

8.2.2. Устройство и принцип действия конвейера

В ленточном конвейере бесконечная гибкая лента 2 (рис. 8.3) огибает приводной 1 и концевой (натяжной) 7 барабаны, а в пролете между ними опирается на ряд роликовых опор 4 и 13, которые установлены на рабочей и холостой ветвях с определенным интервалом на раме 5. Сыпучий груз подаётся

на ленту через загрузочную воронку 6, устанавливаемую обычно в начале конвейера у концевого барабана 7. Разгрузка ленты может быть концевой или промежуточной, для чего используют передвижную разгрузочную тележку 3 или стационарные плужковые сбрасыватели. Направление потока сбрасываемого с барабана тележки груза обеспечивается разгрузочной коробкой 15 с помощью одной или двух воронок. Натяжение ленты обеспечивается натяжным барабаном при помощи натяжного устройства 8 грузового или винтового типа.

Привод ленточного конвейера состоит из барабана 1, электродвигателя 14, редуктора 12 и соединительных муфт. Все элементы конвейера монтируют на металлоконструкции 5 в виде опорной фермы, закреплённой на фундаменте или на несущих частях здания. Часть конструкции конвейера с приводом называют приводной станцией, а с натяжным устройством – натяжной станцией. Как правило, для сыпучих грузов применяют многороликовые опоры, формирующие желобчатую ленту. Этим достигается повышение производительности конвейера [20].

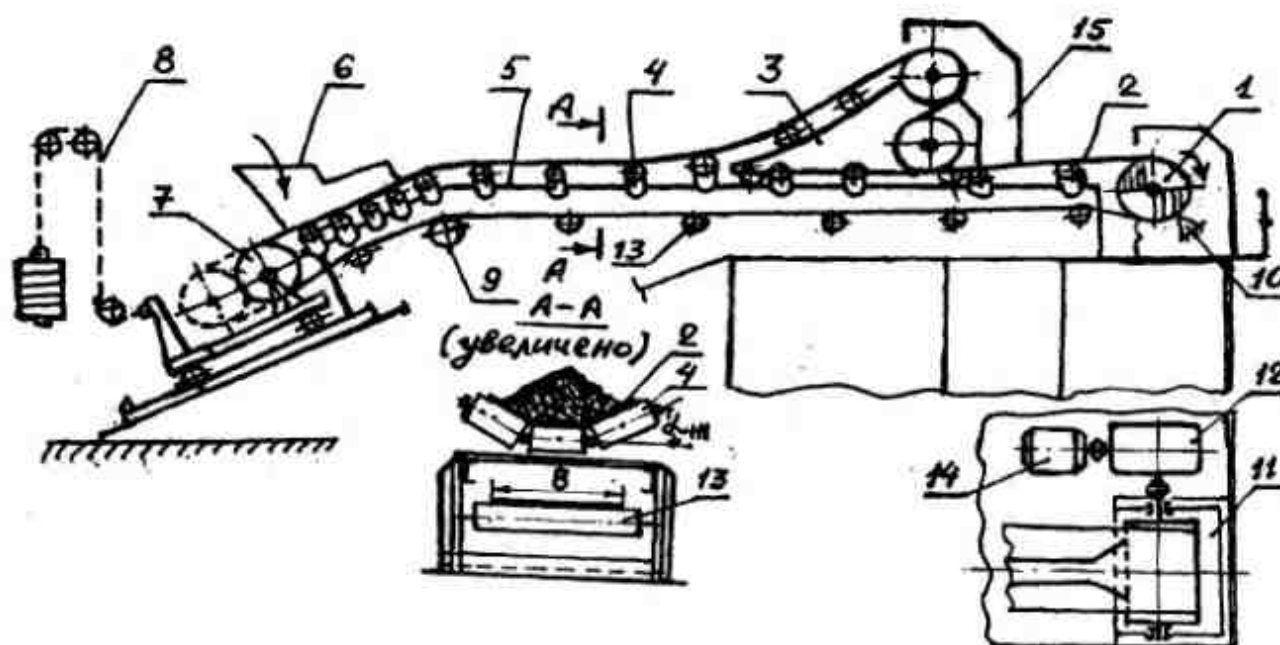


Рис. 8.3. Наклонно-горизонтальный ленточный конвейер:
1, 7 – приводной и натяжной барабаны; 2 – лента;
3 – разгрузочная тележка; 4, 13 – роликовые опоры; 5 – рама;
6 – загрузочная воронка; 8 – натяжное устройство;
9 – отклоняющий барабан; 10 – скребок; 11 – разгрузочная
воронка; 12 – редуктор; 14 – электродвигатель;
15 – разгрузочная коробка

8.2.3. Методика проектного расчёта ленточного конвейера

Методику проектного расчёта рассмотрим на примере ленточного конвейера со сложной трассой (рис. 8.4). Исходные данные: производительность Q , т/ч; плотность ρ , т/м³; максимальный размер кусков транспортируемого груза a_{\max} , мм; расстояние перемещения груза L_r (м) и высота подъёма H , м.

1. Выбор проектной схемы и определение параметров трассы. Схема конвейера должна быть без лишних перегибов ленты, привод – по возможности однобарабанный. Угол наклона участка конвейера должен удовлетворять условию

$$\beta_{\max} \leq K_3 \cdot \varphi, \quad (8.5)$$

где K_3 – коэффициент запаса (для грузов лёгкой подвижности $K_3 = 0,35$; средней – $K_3 = 0,4$; малой – $K_3 = 0,55$); φ – угол естественного откоса груза в состоянии покоя (рис. 8.4, б).

Длина наклонного участка конвейера $L_1 = H/\sin\beta$; длина горизонтального участка L_4 .

Полная длина трассы: $L_T \approx L_1 + L_2 + l + L_3 + L_4 + L_5$.

2. Определение расчётной производительности.

Расчётная массовая производительность, т/ч:

$$Q_m = \frac{Q \cdot K_n}{(K_r \cdot K_v)}, \quad (8.6)$$

где K_n – коэффициент неравномерности загрузки; $K_n = 1,1 \dots 1,5$ (зависит от способа загрузки); $K_t = 0,8 \dots 0,95$ – коэффициент использования конвейера по времени; $K_r = 0,96$ – коэффициент готовности конвейера.

3. Выбор скорости движения ленты.

Скорость движения ленты является основным параметром, от правильного выбора которого зависят мощность двигателя, оптимальный срок службы, экономическая эффективность конвейера и т. п. При насыпных грузах скорость выбирают в зависимости от транспортируемого груза, способов загрузки и разгрузки, условий работы конвейера (табл. 8.1).

4. Выбор ленты и определение её ширины.

Тип ленты принимают в зависимости от вида транспортируемого груза и условий работы конвейера.

Предварительно ширину ленты выбирают по гранулометрическому составу грузов, м:

$$B \geq K_c \cdot a_{\max} + 0,2, \quad (8.7)$$

где a_{\max} – максимальный размер куска, м; K_c – коэффициент, учитывающий состояние груза: $K_c = 3,3$ – для сортированного груза; $K_c = 2$ – для рядового.

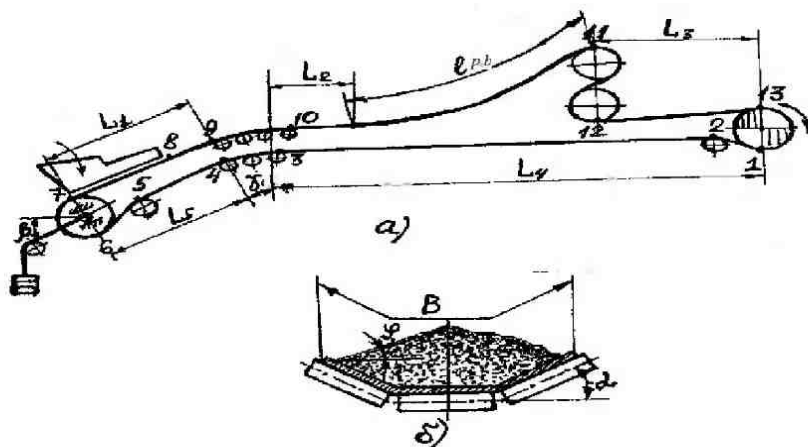


Рис. 8.4. Расчётная схема ленточного конвейера:
а – схема трассы конвейера; *б* – схема поперечного сечения груза на ленте

Для определения ширины ленты из условий обеспечения заданной производительности сначала находят площадь поперечного сечения насыпного груза, м²:

$$A = \frac{\Pi}{3,6v \cdot \rho}. \quad (8.8)$$

Таблица 8.1
Рекомендуемые значения скоростей ленты, м/с

Грузы	Ширина ленты В, мм				
	400–500	650–800	1000–1200	1400–1600	1800–2000
Порошкообразные и зернистые	1,25...1,6	2...2,5	2,5...4	3,15...4	3,15...5
Мелко-и среднесуковые	1,25...1,6	1,6...2	2...2,5	2,5...3,15	–
Хрупкие (кусковые)	1,25	1,6	1,6	2,0	2,0
Крупнокусковые	–	–	1,6...2	2...2,5	2,5...3,15

Из условий избежания просыпания грузов с ленты при её движении используется не вся ширина ленты, м:

$$v = 0,9B - 0,05.$$

Тогда площадь поперечного сечения груза А для плоской ленты может быть выражена в виде треугольника, а для желобчатой – суммой треугольника и трапеции (рис. 8.1, б).

Запишем в общем виде выражение для площади поперечного сечения материала:

$$A = K_n (0,9B - 0,05)^2, \quad (8.9)$$

где K_n – коэффициент пропорциональности; K_n зависит от угла откоса и формы ленты и составляет $K_n = 240...710$.

Подставив значение (8.9) в формулу (8.8), находим ширину ленты (с учётом уменьшения производительности вследствие частичного ссыпания материала)

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{K_n \cdot K_\beta \cdot v \cdot \rho}} + 0,05 \right), \quad (8.10)$$

где $K_\beta = 0,8...1,0$ – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера.

Из значений ширины ленты В, вычисленных по формулам (8.10) и (8.7), выбирают большее и принимают стандартную

ширину ленты.

5. Выбор роlikоопор.

Размеры роlikов, виды роlikоопор и расстояние между ними выбирают в зависимости от скорости и ширины ленты с учётом насыпной массы груза [9, табл. 3.5].

6. Предварительное определение мощности и натяжения ленты на приводном барабане.

Мощность на приводном барабане, кВт:

$$N = \frac{Q_m (\omega_o \cdot L_r + H)}{367}, \quad (8.11)$$

где ω_o – обобщенный коэффициент сопротивления, принимаемый по таблицам в пределах $\omega_o = 0,04 \dots 2,0$.

Тяговое усилие на барабане, Н:

$$F_b = \frac{1000N}{v}. \quad (8.12)$$

Натяжение набегающей ветви ленты, Н:

$$S_{нб} = S_{\max} = \frac{F_b \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \quad (8.13)$$

где $e = 2,71$ – основание натуральных логарифмов; μ – коэффициент трения ленты о барабан ([9, табл. 2.6]); α – угол обхвата барабана лентой, рад.

Натяжение сбегающей ветви ленты, Н:

$$S_{сб} = \frac{S_{нб}}{e^{\mu\alpha}}. \quad (8.14)$$

7. Определение числа прокладок ленты и её характеристик.

Для резинотканевой ленты число прокладок должно соответствовать ширине ленты. Требуемое число прокладок:

$$i \geq \frac{S_{\max} \cdot [n]}{\sigma_p B}, \quad (8.15)$$

где S_{\max} – максимальное натяжение ленты, Н; $[n]$ – коэффициент запаса прочности, $[n] = 8$ – для горизонтальных, $[n] = 10$ – для наклонных конвейеров; σ_p – прочность ленты,

$H/\text{мм}$; B – в мм.

Толщина ленты, мм:

$$\delta = i\delta_n + \delta_1 + \delta_2; \quad (8.16)$$

где δ_n – толщина прокладки, мм; δ_1 и δ_2 – толщина соответственно рабочей и нерабочей обкладок, мм.

Погонная масса (масса одного метра длины) q_l (кг/м) резинотканевой ленты:

$$q_l = B \cdot \delta \cdot \rho, \quad (8.17)$$

где B и δ – соответственно ширина и толщина ленты, м; ρ – плотность ленты, $\rho = 1100 \text{ кг/м}^3$.

8. Определение размеров барабанов

Диаметры барабанов определяют с учётом принятого числа прокладок. По условию обеспечения достаточной долговечности ленты диаметр приводного барабана: для резинотканевых лент $D_{н.б} = (100...160) \cdot i$, для лент из синтетических материалов $D_{н.б} = (150...300) \cdot i$. Диаметр натяжного барабана $D_{б.н} = 0,8D_{п.б}$, а отклоняющего – $D_{б.о} = 0,65D_{п.б}$.

Расчетное значение диаметра барабана округляют до ближайшего стандартного размера по ГОСТ 22644 – 77: 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1400, 1600, 2000 и 2500 мм.

Длину барабана $L_б$ принимают равной

$$L_б = B + (150...200) \text{ мм},$$

где B – ширина ленты, мм.

Стрела выпуклости барабана: $f = \frac{L_б}{200}$.

9. Тяговый расчёт конвейера:

При заданной схеме привода и значении полного тягового коэффициента $e^{m\alpha}$ тяговый расчёт выполняют методом обхода трассы полотна конвейера по точкам от сбегавшей ветви на приводном барабане по ходу движения ленты, по которому суммируют все силы сопротивлений, возникающие при движении ленты.

В результате обхода трассы полотна конвейера (рис. 8.1) за характерные принимаем точки 1, 2, 3, ..., 11. Выразим натяжение ленты в каждой из данных точек трассы, начиная со второй, через натяжение в первой точке S_1 и сопротивление W_i на каждом участке трассы (система уравнений 8.18):

$$\begin{aligned}
 S_{c6} &= S_1; \\
 S_2 &= S_1 + W_{1-2} = S_1 + S_1(K_n - 1) = K_n \cdot S_1; \\
 S_3 &= S_2 + W_{2-3} = K_n \cdot S_1 + W_{2-3}; \\
 S_4 &= S_3 + W_{3-4} = K_n S_1 + W_{2-3} + S_3(K_1 - 1) = K_1 K_n \cdot S_1 + K_1 \cdot W_{2-3}; \\
 S_5 &= S_4 + W_{4-5} = K_1 K_n S_1 + K_1 \cdot W_{2-3} + W_{4-5}; \\
 S_6 &= S_5 + W_{5-6} = S_5 + S_5(K_n - 1) = K_n S_5 = K_1 \cdot K_n^2 \cdot S_1 + \\
 &+ K_1 \cdot K_n W_{2-3} + K_n \cdot W_{4-5}; \\
 S_7 &= S_6 + W_{6-7} = K_m \cdot S_6 = K_1 \cdot K_n^2 \cdot K_m \cdot S_1 + K_1 \cdot K_n \cdot K_m \cdot W_{2-3} + \\
 &+ K_n \cdot K_m \cdot W_{4-5}; \\
 S_8 &= S_7 + W_{7-8} = K_1 \cdot K_n^2 \cdot K_m \cdot S_1 + K_1 \cdot K_n \cdot K_m W_{2-3} + \\
 &+ K_n \cdot K_m W_{4-5} + W_{7-8}; \\
 S_9 &= S_8 + W_{8-9} = K_1 \cdot K_n^2 \cdot K_m \cdot S_1 + K_1 \cdot K_n \cdot K_m \cdot W_{2-3} + \\
 &+ K_n \cdot K_m W_{4-5} + W_{7-8} + W_{8-9}; \\
 S_{10} &= S_9 + W_{9-10} = S_9 + S_9(K_1 - 1) = K_1 S_9 = K_1^2 \cdot K_n^2 \cdot K_m \cdot S_1 + \\
 &+ K_1^2 \cdot K_n \cdot K_m \cdot W_{2-3} + K_1 \cdot K_n \cdot K_m \cdot W_{4-5} + K_1(W_{7-8} + W_{8-9}) \\
 S_{11} &= S_{10} + W_{10-11} = K_1^2 \cdot K_n^2 \cdot K_m \cdot S_1 + K_1^2 \cdot K_n \cdot K_m \cdot W_{2-3} + \\
 &+ K_1 \cdot K_n \cdot K_m \cdot W_{4-5} + K_1(W_{7-8} + W_{8-9}) + W_{10-11}; \\
 S_{н6} &= S_{11} + W_{11-1} = K_n \cdot S_{11} = \underbrace{K_1^2 \cdot K_n^3 \cdot K_m}_a \cdot S_1 + 6, \\
 \text{где } a &= K_1^2 \cdot K_n^2 \cdot K_m \cdot W_{4-5} + K_1 \cdot K_n^2 \cdot K_m \cdot W_{4-5} + K_1 \cdot K_n \cdot (W_{7-8} + W_{8-9}) + \\
 &+ K_n \cdot W_{10-11}
 \end{aligned} \tag{8.18}$$

В системе уравнений (8.18) $W_{1-2}, W_{2-3}, W_{3-4}, \dots, W_{10-11}$ – сопротивления на соответствующих участках трассы конвейера, N ; K_1 – коэффициент сопротивления при огибании лентой батареи роликкоопор, (см.[9, § 2.4.2]); K_{II} – то же, при прохождении ленты через отклоняющий барабан; K_{III} – то же,

при огибании лентой приводного или натяжного барабанов.

Выше в выражение для $S_{нб}$ системы зависимостей (8.18) нами введены обозначения:

$$a = K_1^2 \cdot K_n^3 \cdot K_{m1};$$

$$b = K_1^2 \cdot K_n^2 \cdot K_{m1} \cdot W_{2-3} + K_1 \cdot K_n^2 \cdot K_{m1} \cdot W_{4-5} + \\ + K_1 K_n \cdot (W_{7-8} + W_{8-9}) + K_n \cdot W_{10-11};$$

тогда получим

$$S_{нб} = aS_1 + b. \quad (8.19)$$

С другой стороны, согласно формуле Эйлера в предельном случае

$$S_{нб} = S_1 \cdot e^{\mu\alpha}. \quad (8.20)$$

Решая совместно (8.20) и (8.19), получим

$$S_1 = S_{сб} = \frac{b}{e^{\mu\alpha} - a} = \frac{b}{c - a}, \quad (8.21)$$

где обозначено $e^{\mu\alpha} = c$.

Значения натяжений в остальных точках контура ленты: $S_2, S_3, S_4, \dots, S_{11}$ определяют с учётом выражения (8.21) по системе уравнений (8.18).

10. Проверка тягового усилия барабана.

Тяговое усилие достаточно при соблюдении условия

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = \frac{S_{сб}}{S_1} < e^{\mu\alpha}. \quad (8.22)$$

11. Проверка прочности ленты.

Фактический коэффициент запаса прочности ленты

$$n = \frac{\sigma_p \cdot B \cdot i}{S_{11}} > [n] = 10. \quad (8.23)$$

12. Определение параметров грузового тележечного натяжного устройства.

Необходимое усилие натяжного устройства, Н:

$$F_{н\gamma} = S_6 + S_7 + W_T, \quad (8.24)$$

где W_T – сопротивление передвижению тележки, принимают обычно

$$W_T = 300 \text{ Н.}$$

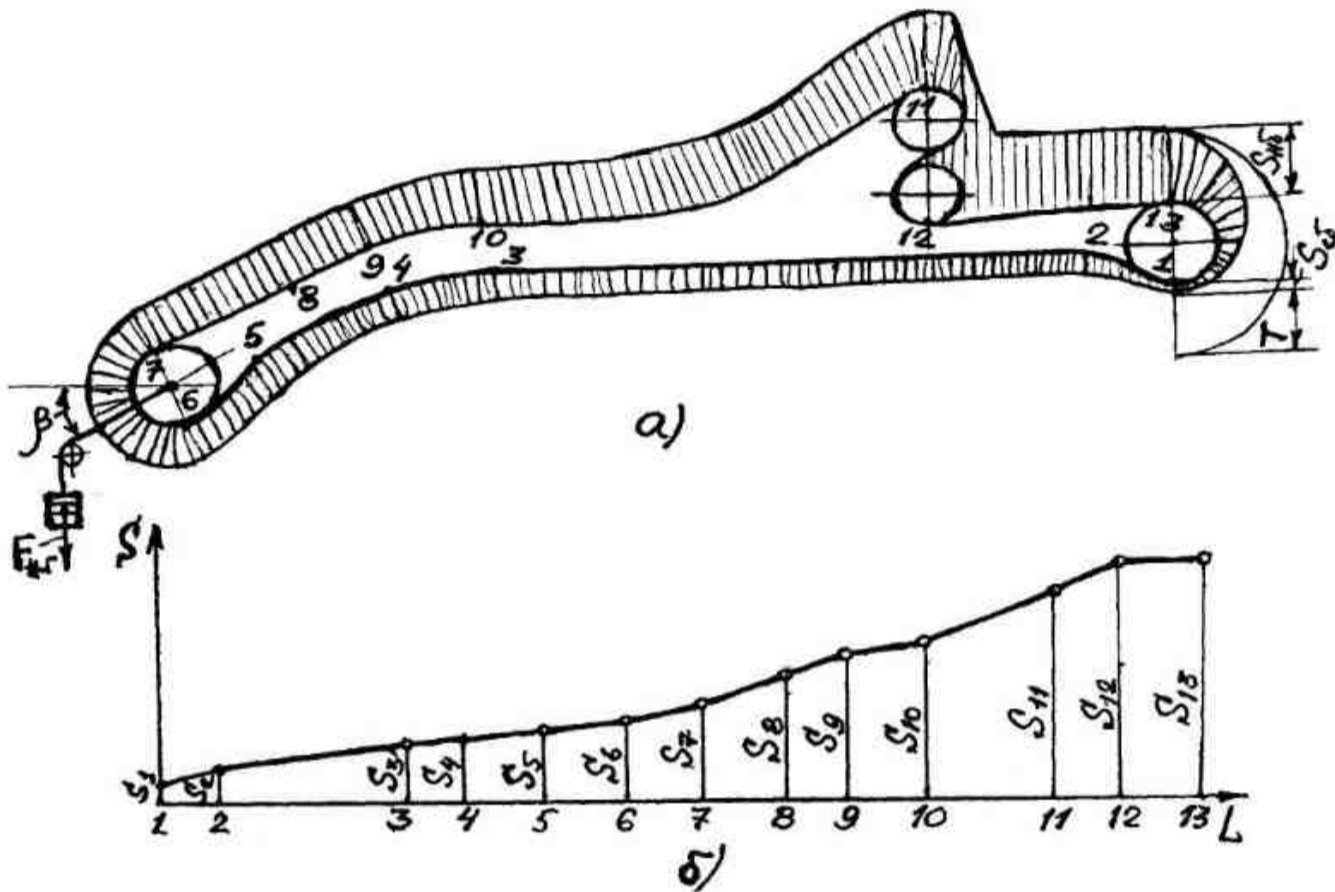


Рис. 8.5. Схема натяжений ленты конвейера:
 а – эюра натяжений в точках контура ленты;
 б – диаграмма натяжений ленты

Необходимая масса груза, кг:
$$m_{н.у} = \frac{F_{н.у}}{g}.$$

Здесь $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение силы тяжести.

Ход натяжного устройства, м:

$$x = x_n + x_m = K_s \cdot \varepsilon \cdot L_T + 1,2B,$$

где x_n – рабочий ход натяжного устройства, м; x_m – ход этого устройства при монтаже; B – ширина ленты, м; $K_s = 0,63$ – коэффициент использования ленты по натяжению; $\varepsilon = 0,015$ – относительное удлинение ленты; L_T – полная длина трассы конвейера.

Натяжение во всех точках ленточного конвейера, у которого в качестве разгрузочного устройства принята сбрасывающая тележка, схематически показано на рис. 8.5, а. По расчётным данным натяжений в точках контура строят диаграмму натяжений ленты (рис. 8.5, б).

13. Проверка провисания ленты.

Проверка проводится на участке грузёной ветви с наименьшим натяжением ленты (участок 10 ... 11 на рис. 8.4) и наибольшим расстоянием между опорами $l_{p.v.}$. Работа без скольжения груза по ленте и просыпания его с ленты обеспечивается при условии, если стрела провеса ленты составляет

$$[f] \leq (0,0125 \dots 0,025) \cdot l_{p.v.}$$

14. Выбор элементов привода конвейера.

Выбор двигателя

На основании тягового расчета определяют окружное усилие на барабане

$$F_0 = S_{11} - S_1. \quad (8.25)$$

Тогда установочная мощность двигателя:

$$N_{\text{дв}} = \frac{\hat{E}_g \cdot F_0 \cdot v}{1000\eta}, \quad (8.26)$$

где $K_3 = 1,15 \dots 1,25$ – коэффициент запаса мощности; η – общий КПД привода; v – скорость движения ленты, м/с.

По $N_{\text{дв}}$ принимают для привода электродвигатели серии 4А с короткозамкнутым ротором, а при мощностях свыше 75 кВт – с фазным ротором мощностью N_H (кВт) и частотой вращения вала n_H , об/мин [13, 14].

Выбор редуктора

Частота вращения барабана, об/мин:

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D_6}. \quad (8.27)$$

Необходимое передаточное число редуктора:

$$U = \frac{n_n}{n_6}. \quad (8.28)$$

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Нм:

$$T_T = \frac{K_3 \cdot F_0 \cdot D_6}{2}, \quad (8.29)$$

где $K_3 = 1,1$ – коэффициент запаса.

По полученным данным выбирают редуктор [18].

Выбор тормоза

В конвейерах с наклонными участками трассы для предотвращения самопроизвольного движения ленты с грузом вниз и при возможном нарушении кинематической связи в приводах устанавливают устройства безопасности (тормоза и остановы). При этом проверяют условие

$$q_{\max} \cdot g \cdot H \cdot \cos \beta \geq \Sigma W_i,$$

где $q_{\max} = Q \cdot K_n / (3,6 \cdot v)$, кг/м – линейная масса груза при максимальной производительности и возможной перегрузке конвейера; $K_n = 1,5$ – коэффициент перегрузки; $q_{\max} \cdot g \cdot H$ – сила тяжести груза на наклонных участках конвейера при максимальной производительности; ΣW_i – полное сопротивление передвижению на всех участках трассы.

Тормозной момент, приведённый к валу двигателя, Нм:

$$T_T \geq \frac{[q_{\max} \cdot g \cdot H \cdot \cos \beta - K_{тр} \cdot (F_0 - qgH)] \cdot D_6 \cdot \eta}{2U_p}, \quad (8.30)$$

где $K_{тр} = 0,5$ – коэффициент возможного уменьшения сопротивлений на трассе конвейера; U_p – передаточное число редуктора; F_0 – окружное усилие на барабане, Н; η – КПД

привода.

По T_t принимают тормоз типа, например, ТКТ с номинальным тормозным моментом $T_{т.н}$, Нм [18].

Выбор муфт

Расчётный момент муфты, соединяющей вал двигателя с валом редуктора, Нм:

$$T_p = K_1 \cdot T_H, \quad (8.31)$$

где T_H – номинальный момент двигателя, Нм; K_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма.

По T_p выбирают втулочно-пальцевую муфту МУВП с тормозным шкивом.

Расчетный момент муфты, соединяющей вал барабана с валом редуктора, Нм:

$$T_p = K_1 \cdot T_H \cdot u_p \cdot \eta, \quad (8.32)$$

где u_p – передаточное число редуктора; η – КПД передачи.

По T_p и таблицам ГОСТ 5006–83 принимают зубчатую муфту типа 1, 2 или 3.

15. Выбор или проектирование загрузочных и разгрузочных устройств.

Насыпные грузы подают на конвейер через загрузочный лоток, устраняющий рассыпание груза при загрузке (рис. 8.4, а). Мощность (кВт), расходуемая на преодоление сопротивлений от загрузочного лотка:

$$N_{л} = (0,05 \dots 0,1) v \cdot L_{л}, \quad (8.33)$$

где v – скорость ленты, м/с; $L_{л}$ – длина загрузочного лотка, м.

При разгрузке насыпного груза с помощью плужкового сбрасывателя расходуемая мощность, кВт:

$$N_{пл} = 0,0075 Q \cdot B, \quad (8.34)$$

где Q – производительность конвейера, т/м³; B – ширина ленты, м.

При разгрузке с помощью самоходной тележки (рис. 8.3) расходуемая мощность, кВт:

$$N_{с.т} = \frac{1,2Q \cdot H_t}{367}, \quad (8.35)$$

где H_t – высота подъёма груза на тележке, м; 367 – переводной коэффициент.

При разгрузке через приводной барабан особое внимание уделяют размерам разгрузочных воронок с учётом траектории движения груза. Для обеспечения надёжной работы конвейеров необходимо предусмотреть также автоматические очистные устройства – вращающиеся барабанные щётки или скребки для очистки тяговых органов от частиц налипшего на них груза [11].

ГЛАВА 9. ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

9.1. Назначение и классификация

Цепные конвейеры (конвейеры с цепным тяговым элементом) применяют для перемещения насыпных и штучных грузов по различным трассам. Принципиальная схема цепного конвейера близка к схеме ленточного конвейера и состоит из одной или нескольких параллельно движущихся замкнутых цепей, на которых закреплены грузонесущие органы: пластины, скребки, ковши и др. Цепи приводятся в движение звездочками, которые находятся с ними в зацеплении.

К цепным конвейерам относится большое количество разновидностей транспортных устройств – пластинчатые, скребковые, ковшовые, люлечные, подвесные, тележечные и другие конвейеры. Отличаются эти конвейеры, в основном, видом грузонесущего органа. Трассы цепных конвейеров более разнообразны, чем ленточных, и позволяют транспортировать грузы на большие расстояния без перегрузки.

Применяемые в качестве тягового элемента цепи являются ответственными узлами, от которых при заданной производительности зависит длина конвейера. Существенным недостатком цепей является ограничение (вследствие дополнительных динамических нагрузок и износа) скорости движения в пределах, не превышающих 1...1,5 м/с.

Цепи характеризуются основными параметрами: расстоянием между осями шарниров t (шагом), разрывающим усилием S_p и силой тяжести l м цепи g_n . Наибольшее распространение в цепных конвейерах нашли типы цепей: пластинчатые, круглозвенные сварные, разборные и вильчатые. Конструкции, параметры и расчет тяговых пластинчатых цепей приведены в [9].

9.2. Пластинчатые конвейеры

9.2.1. Определение и классификация

Пластинчатыми называют конвейеры, перемещающие грузы на настиле, образованном из отдельных пластин, как правило, неподвижно прикрепленных к гибкому тяговому элементу – двум движущимся закольцованным цепям. Эти конвейеры используются для перемещения разнообразных насыпных, навалочных и штучных грузов, преимущественно тяжелых, крупнокусковых, абразивных, острокромочных и горячих.

Пластинчатые конвейеры бывают общего и специального назначения. Наиболее широкое применение получили конвейеры общего назначения. Специальные пластинчатые конвейеры применяют в металлургической, горнорудной, угольной промышленности и изучаются в специальных курсах.

По возможности перемещения различают стационарные и передвижные пластинчатые конвейеры. Последние используют на складах, погрузочно-разгрузочных, сортировочных и упаковочных пунктах для перемещения тарно-штучных грузов.

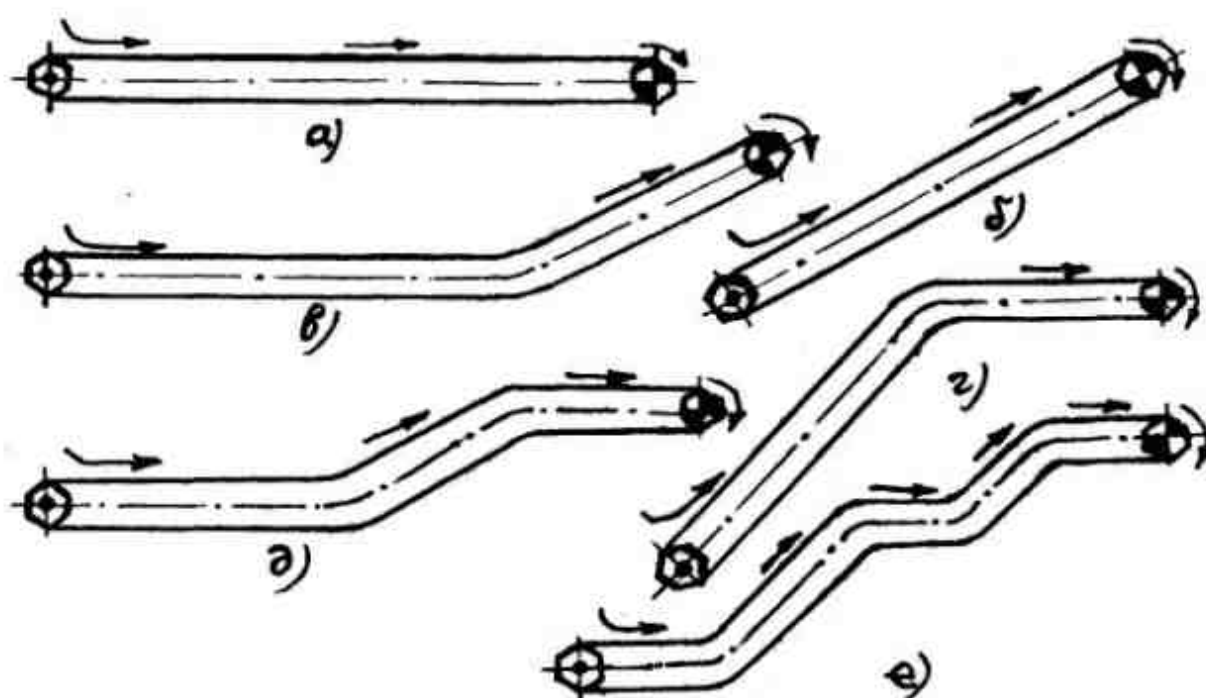


Рис. 9.1. Схемы трасс пластинчатых конвейеров:
а – горизонтальная; *б* – наклонная; *в* – горизонтально-наклонная;
г – наклонно-горизонтальная; *д, е* – сложная

По конфигурации трассы пластинчатые конвейеры бывают горизонтальными, наклонными и комбинированными (рис. 9.1). Длина таких конвейеров и их производительность ограничиваются прочностью тяговых цепей. Скорость движения настила обычно не превышает 0,35 м/с, редко достигает 1 м/с. Однако, благодаря желобчатой форме и большой ширине настила, их производительность может составить 2000 т/ч и более. Длина пластинчатых конвейеров может достигать до 2 км. Угол наклона пластинчатого полотна может быть 35...60°. Короткие пластинчатые конвейеры применяют в качестве питателей дробилок.

Преимуществами пластинчатых конвейеров по сравнению с ленточными являются: высокая надежность, возможность транспортирования более широкого ассортимента грузов по трассе с более крутыми подъемами, обеспечивая бесперегрузочное транспортирование на большие расстояния и др.

К недостаткам пластинчатых конвейеров относятся большая масса, сложность изготовления и высокая стоимость ходовой части (пластинчатый настил с цепями); меньшая скорость движения полотна и значительно большие сопротивления движению – по сравнению с ленточными конвейерами; усложнение эксплуатации из-за большого числа шарнирных соединений, требующих постоянного наблюдения и ухода и подверженных повышенному износу и др.

9.2.2. Устройство и основные параметры

Пластинчатый конвейер (рис. 9.2) состоит из станины 4 с направляющими путями 5, приводной 1 и натяжной 7 звездочек, охватываемых замкнутыми тяговыми цепями 3, на которых закреплены пластины 2, которые образуют бортовой настил. Конвейер может загружаться в любом месте рабочей ветви через воронку (лоток) 6, а разгружаться через концевую разгрузочную коробку с разгрузочной воронкой 12.

Основные параметры и размеры пластинчатых конвейеров общего назначения должны соответствовать ГОСТу 22281–76.

Их выбирают из следующих предусмотренных стандартом рядов:

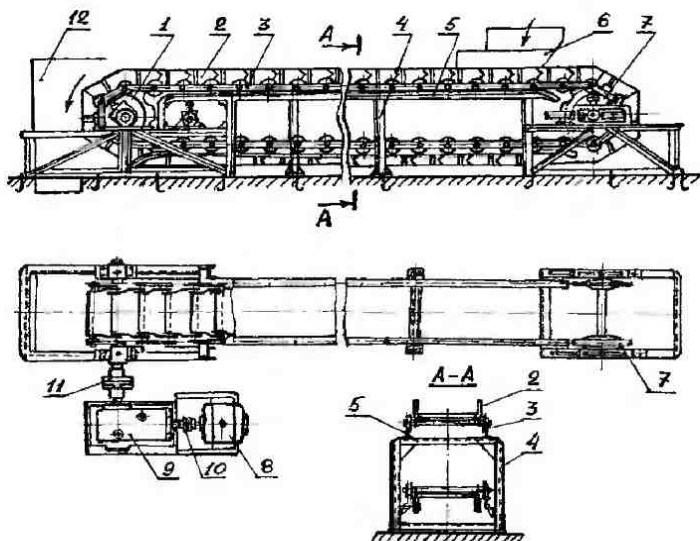


Рис. 9.2. Пластинчатый конвейер общего назначения:

- 1, 7 – приводная и натяжная звездочки; 2 – пластина; 3 – цепь;
4 – станина; 5 – направляющий путь (рельс); 6 – воронка;
8 – электродвигатель; 9 – редуктор; 10, 11 – муфты;
12 – разгрузочная коробка

- ширина настила B – 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400 и 1600 мм;
- высота борта (внутренний размер) h – 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 355; 400; 450 и 500 мм;
- шаг тяговой цепи (он принят равным шагу настила) t – 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630 и 800 мм;
- число зубьев звездочек z_0 – 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12 и 13;
скорость v движения ходовой части – 0,01; 0,016; 0,025; 0,04; 0,05; 0,063; 0,08; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 и 1 м/с;

• номинальная производительность Q по насыпному грузу – 10; 16; 25; 32; 40; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600 и 2000 м³/ч.

Несущая поверхность конвейера, в зависимости от характеристики транспортируемых грузов, образуется пластинами различных типов с шириной настила B . Плоские разомкнутые пластины (рис. 9.3, *а*), не имеющие бортов, используют для транспортировки штучных грузов. Сомкнутые, не имеющие бортов, а также бортовые с высотой бортов h (рис. 9.3, *б*) и сомкнутые глубокие бортовые (рис. 9.3, *в*) пластины применяются для транспортировки насыпных грузов.

В качестве тяговых элементов в конвейерах общего назначения в основном используют пластинчатые цепи по ГОСТу 588–81. Типы цепей: ПВ – пластинчатые втулочные; ПВР – пластинчатые втулочно-роликовые; ПВК – пластинчатые втулочно-катковые с гладкими катками; ПВКГ – пластинчатые втулочно-катковые с гребнями (ребордами) на катках (рис. 9.4). Цепи типа ПВК могут быть с подшипниками скольжения или качения у катков.

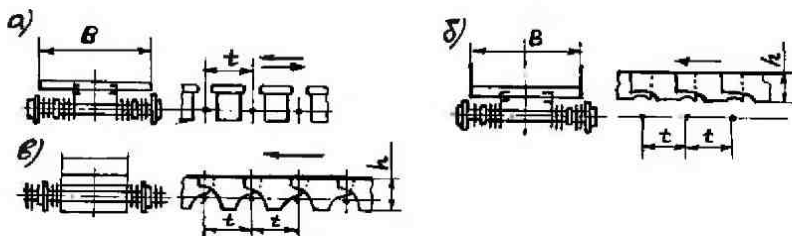


Рис. 9.3. Несущие поверхности пластинчатого конвейера с пластинами: *а* – плоскими разомкнутыми; *б* – сомкнутыми бортовыми; *в* – сомкнутыми глубокими бортовыми

Пластинчатые конвейеры общего назначения обычно имеют один привод, расположенный в головной части. Он состоит из двигателя, редуктора и звездочек. Звездочки для тяговых цепей подразделяются на приводные, натяжные и

отклоняющие.

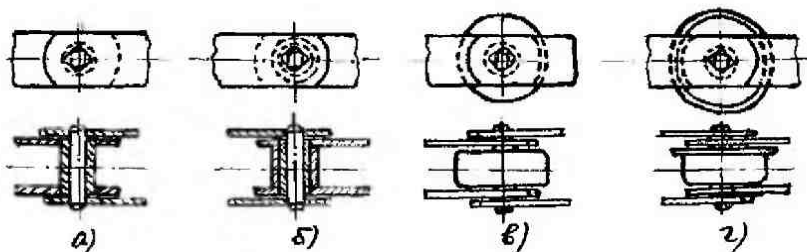


Рис. 9.4 Тяговые цепи пластинчатых конвейеров:
а – втулочная; б – втулочно-роликовая; в – втулочно-катковая с гладкими катками; г – втулочно-катковая с гребнями

В легких конвейерах обычно устанавливают жесткие винтовые, а в тяжелонагруженных большой длины - пружинно-винтовые натяжные устройства. Ход натяжного устройства составляет 320... 1000 мм в зависимости от трассы конвейера и шага цепи.

9.2.3. Расчет пластинчатых конвейеров

1. Исходные данные

Исходными данными для проекторочного расчета пластинчатого конвейера является вид груза (насыпной, навалочный, штучный, длинномерный) и его физико-механические свойства (масса, размеры, насыпная плотность, угол естественного откоса); производительность; параметры трассы (углы наклона и длины характерных участков).

Задача расчета состоит в выборе скорости полотна и типа настила, определении его геометрических размеров (ширины, высоты бортов), сил натяжения тягового элемента в характерных точках трассы и мощности привода, выборе типоразмеров тягового элемента, электродвигателя и передаточного механизма.

2. Определение скорости полотна

Скорость полотна пластинчатых конвейеров выбирают с учетом следующих соображений. С ее повышением увеличивается производительность, уменьшаются размеры полотна, масса и стоимость конвейера, но возрастает неравномерность движения, динамические нагрузки и износ тяговых цепей. Поэтому при длиннозвенных цепях с шагом 250...400 мм, малом числе зубьев звездочек ($z = 6...8$) и катках на подшипниках скольжения скорость конвейеров принимают в пределах 0,1...0,4 м/с. Для конвейеров с короткозвенными цепями и катками на подшипниках качения, используемых в горно-рудной и угольной промышленности, допустимо увеличение скорости до 1...1,25 м/с.

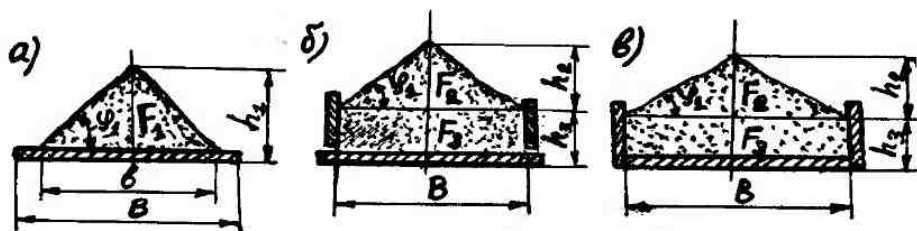


Рис. 9.5. Виды настилов с грузом в поперечном сечении:

a – без бортов; *б* – с подвижными бортами;

в – с неподвижными бортами

3. Выбор типа настила и определение его ширины

Различают три вида настила: без бортов, с подвижными бортами и с неподвижными бортами, закрепленными на станине конвейера (рис. 9.5, *a*). Наличие бортов при транспортировании насыпных грузов увеличивает производительность конвейера, а при транспортировании тяжелых, крупнокусовых грузов – предотвращает их падение с настила.

Тип настила выбирают в зависимости от вида груза, его свойств и заданного максимального угла наклона конвейера.

Производительность (т/ч) конвейера с учетом размещения сыпучего груза на настиле с подвижными бортами (по

схеме рис. 9.5, б) определяют по выражению:

$$Q = 3600(F_1 + F_2) \cdot v\rho = 3600(0,25B^2K_n + Bh_6) \cdot v\rho, \quad (9.1)$$

где F_1 и F_2 – площади поперечного сечения груза, м^2 ; v – скорость движения настила конвейера, м/с ; ρ – насыпная плотность груза, кг/м^3 ; K_n – безразмерный коэффициент, учитывающий уменьшение площади поперечного сечения груза на наклонном участке конвейера и связность груза:

$$K_n = C_2 \operatorname{tg}(0,4\varphi_1),$$

где C_2 – коэффициент, равный 1 для горизонтальных конвейеров и 0,9 – для конвейеров с углом наклона $\beta > 20^\circ$; h_6 – высота слоя груза у бортов, м [$h_6 = (0,65 \div 0,75) h$, где h – высота бортов].

Исходя из этого выражения, ширина (м) настила

$$B = \sqrt{\frac{Q}{900v\rho K_n} + \left(\frac{2h_6}{K_n}\right)^2} - \frac{2h_6}{K_n}. \quad (9.2)$$

При определении ширины настила B по формуле (9.2) предварительно выбирают высоту бортов h , руководствуясь данными табл. 9.1.

Во избежание падения кусков груза в стороны высота бортов должна быть больше половины максимального размера куска груза $a_{\max} = 2,5a$, т. е.:

$$h \geq 1,25a.$$

В зависимости от размера a типичных кусков ширина настила (мм) должна удовлетворять условию

$$B = e \cdot a + 200, \quad (9.3)$$

где e – коэффициент ($e = 1,7$ и $2,7$ – соответственно для рядового и сортированного груза); a – в мм .

Наибольшее из двух значений B , вычисленных по формулам (9.2) и (9.3), следует округлить до ближайшего значения по ГОСТу 22281–76, а значение скорости пересчитать по зависимости

$$v_{\text{нов}} = \left(\frac{B}{B_n} \right) v,$$

где $v_{\text{нов}}$ – вновь принятое (уменьшенное) значение скорости; B_n – принятое значение ширины настила по ГОСТу.

Таблица 9.1

Ориентировочные данные для выбора высоты бортов
пластинчатого конвейера

В, мм	h, мм	Объемная производительность конвейера V (м ³ /ч) при скорости v (м/с)					
		0,125	0,16	0,2	0,25	0,315	0,4
400	100	16	20	25	30	40	50
500	125	25	30	40	50	65	80
650	160	40	50	65	80	100	125
800	200	65	80	100	125	160	200
1000	250	100	125	160	200	250	320
1200	320	160	200	250	320	400	500

4. Методика тягового расчета конвейера

При тяговом расчете пластинчатого конвейера независимо от сложности его трассы применяют универсальный метод обхода контура, изложенный выше применительно к ленточному конвейеру (см. § 8.2.). Натяжение тягового элемента при обходе трассы по направлению движения полотна определяют по формулам:

$$S_i = S_{i-1} + W_i; \quad (9.4)$$

$$S_i = k_i S_{i-1}, \quad (9.5)$$

где S_{i-1} и S_i – натяжения тягового элемента в начале и конце рассматриваемого участка; W_i – сила сопротивления движению полотна на прямолинейных участках трассы; K_i – коэффициент сопротивления движению при огибании отклоняющих устройств.

Применяя указанный универсальный метод, рассчитывают путем последовательного нахождения сопротивлений на

отдельных участках трассы конвейера максимальное натяжение цепей S_{max} , начиная от точки наименьшего натяжения. Минимальное натяжение тягового элемента принимают $S_{min} = 1...3$ кН.

Силу сопротивления (Н) ходовых катков при их движении вместе с ходовым полотном и силу сопротивления стационарных опорных катков определяют по выражению

$$W = (q + q_0)g(L_2\omega + H),$$

где $q = Q/(3,6v)$, Н/м – распределенная масса груза; q_0 – распределенная масса настила с цепями и опорными катками, Н/м; $g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения; H – высота подъема груза, м.

Значение q_0 (Н/м) можно принимать

$$q_0 \approx 60B + A,$$

где B – ширина настила, м; A – коэффициент, принимаемый по табл. 9.2.

Коэффициент k_i сопротивления движению при огибании отклоняющих устройств при вычислении S_i по формуле (9.5) принимают равным 1,04 при угле перегиба $\alpha_{п} < 90^\circ$ и 1,08 при $\alpha_{п} = 180^\circ$.

Окружное усилие (Н) на приводных звездочках:

$$W_o = S_{нб} - S_{сб} + W_{пр} = S_{нб} - S_{сб} + (S_{нб} + S_{сб})(k_1 - 1), \quad (9.6)$$

где $S_{нб}$ и $S_{сб}$ – натяжение набегающей и сбегаящей ветвей тягового элемента, Н; $W_{пр}$ – сила сопротивления вращению приводных звездочек, Н; k_1 – коэффициент сопротивления вращению приводных звездочек ($k_1 \approx 1,08$).

Таблица 9.2

Значения коэффициента A для стального бортового настила

Параметры груза		Тип настила	A, Н/м при B, м		
a , мм	ρ , т/м ³		0,4...0,5	0,65...0,8	более 0,8
Менее 60	менее 1	Легкий	400	500	700
60...160	1...2	Средний	600	700	1000
Не менее 160	более 2	Тяжелый	800	1100	1500

Мощность (кВт) двигателя привода при коэффициенте запаса $K_3 = 1,15 \dots 1,2$:

$$N = \frac{k_3 W_0 v}{1000 \eta_0}, \quad (9.7)$$

где η_0 – КПД передачи от двигателя к приводному валу.

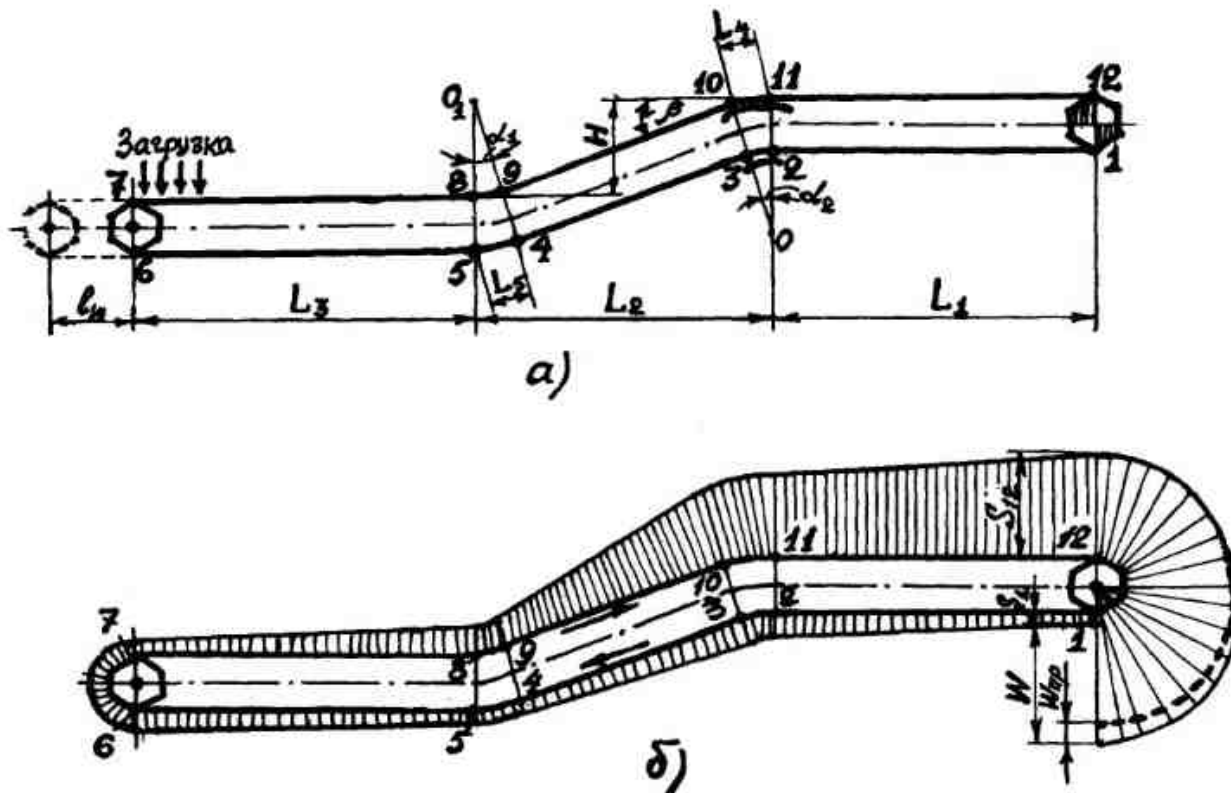


Рис. 9.6. Расчетная схема пластинчатого конвейера и диаграмма натяжения цепи:
а – расчетная схема; б – диаграмма натяжения цепи

Расчетное натяжение тягового элемента при установившемся движении:

$$S_{расч} = S_{max} + S_{дин}, \quad (9.8)$$

где S_{max} – максимальное натяжение тягового элемента, определенное тяговым расчетом (обычно $S_{max} = S_{нб}$); $S_{дин}$ – динамическое усилие.

Динамическое усилие можно определить по выражению

$$S_{дин} = \frac{6 \left(\frac{\pi v}{z_0} \right)^2 L m_{пр}}{t}, \quad (9.9)$$

где $m_{пр} = (m_r + \lambda m_k)L$ – приведенная масса конвейера; m_r и

m_k – погонные массы груза и движущихся частей конвейера;
 L – длина конвейера; λ – коэффициент, учитывающий колебания обратной цепи; $\lambda = 1..2$; z_0 – число зубьев ведущей звездочки; t – шаг тяговой цепи.

Применение данной методики рассмотрим на примере тягового расчета пластинчатого конвейера со сложной комбинированной трассой (рис. 9.6).

Натяжение в точке 1 контура конвейера: $S_1 = S_{\min}$.

Натяжение цепей в точке 2: $S_2 = S_1 + W_{1-2} = S_1 + q_0 L w$.

Здесь q_0 – погонная нагрузка движущихся частей конвейера – настила с цепями; w – коэффициент сопротивления движению ходовой части конвейера. Обычно принимают значение $w = 0,06...0,13$ для пластинчатых втулочно-катковых цепей с катками на подшипниках скольжения, а также $w = 0,02...0,045$ – для тех же цепей с катками на подшипниках качения (большие значения – для тяжелых условий работы).

На участке 2–3 настил движется по криволинейному пути с радиусом R_1 , что вызывает дополнительные сопротивления:

$$S_3 = S_2 e^{w\alpha_1} = (S_1 + q_0 L_1 w) \cdot e^{w\alpha_1},$$

где α_1 – угол обхвата тяговым элементом криволинейного участка 2–3.

Натяжения в остальных точках контура:

$$S_4 = S_3 + W_{3-4} = (S_1 + q_0 L_1 w) \cdot e^{w\alpha_1} + q_0 L_2 w - q_0 H;$$

$$S_5 = S_4 e^{w\alpha_2} = [(S_1 + q_0 L_1 w) \cdot e^{w\alpha_1} + q_0 L_2 w - q_0 H] \cdot e^{w\alpha_2},$$

где α_2 – угол обхвата тяговым элементом криволинейного участка 4–5.

На участке 5–6 направляющие препятствуют подъему цепей вверх:

$$S_6 = S_5 + W_{5-6} = [(S_1 + q_0 L_1 w) \cdot e^{w\alpha_1} + q_0 L_2 w - q_0 H] \cdot e^{w\alpha_2} + q_0 L_3 w;$$

$$S_7 = k S_6,$$

где $k = 1,05...1,1$ – коэффициент сопротивления движению цепи на звездочках.

Участок 7–8 нагружен, кроме того, транспортируемым

грузом q :

$$S_8 = S_7 + (q + q_o)L_3 w.$$

Натяжение в точке 9 (на криволинейном участке):

$$S_9 = S_8 e^{w\alpha_1}.$$

Натяжение в остальных характерных точках:

$$S_{10} = S_9 + (q + q_o)L_{9-10} \cdot \cos \beta \cdot w + (q + q_o)L_{9-10} \cdot \sin \beta;$$

$$(L_{9-10} \cdot \sin \beta = H),$$

$$S_{11} = S_{10} e^{w\alpha_2};$$

$$S_{12} = S_{11} + (q + q_o)L_1 \cdot w.$$

Тяговое усилие (H) на приводных звездочках, согласно формуле (9.6)

$$W_o = S_{12} - S_1 + (k_1 - 1)(S_1 + S_{12}).$$

Диаграмма натяжений цепей конвейера приведена на рис. 9.6, б.

Потребная мощность электродвигателя N (кВт) при общем КПД передаточных механизмов привода $\eta = 0,75$ и коэффициенте запаса $k_s = 1,15 \dots 1,2$:

$$N = \frac{k_s W_o v}{1000 \eta}.$$

Выбирают по потребной мощности N по каталогу электродвигатель с номинальными значениями мощности N_n (кВт) и частоты вращения вала ротора n_n (об/мин).

Для выбора тяговой цепи определяют с учетом формулы (9.8) расчетное усилие на одну цепь:

$$S_{P1} = \frac{S_{расч} n_n}{k_n},$$

где n_n – запас прочности цепи; для расчетной трассы конвейера $n_n = 8 \dots 10$; k_n – коэффициент неравномерности нагрузки цепей: $k_n = 1,8$.

По расчетному усилию S_{p1} по каталогу выбирают катковые тяговые цепи [27].

9.3. Скребковые конвейеры

9.3.1. Общие сведения и классификация

Скребковыми называют конвейеры, основанные на принципе волочения транспортируемого груза по желобу или плоскому настилу при помощи скребков, прикрепленных к тяговому элементу. Скребковые конвейеры используют для транспортирования самых разнообразных грузов – как легкосыпучих, мелко-, средне- и крупнокусковых, так и связных. По универсальности применения они занимают одно из первых мест среди транспортирующих машин, а по длине рабочего органа их общая протяженность на порядок выше, чем ленточных. Их применяют на железнодорожном и водном транспорте, в производстве строительных материалов, угольной и пищевой промышленности.

Конвейеры различают по виду скребков, которые могут быть высокими или низкими, а по конструкции – сплошными или контурными. По возможности перемещения они делятся на стационарные, передвижные, подвесные, разборные. По конструктивному исполнению скребковые конвейеры можно разделить на конвейеры с одной (верхней или нижней) рабочей ветвью и с двумя рабочими ветвями, у которых груз перемещается в противоположные стороны. По направлению транспортирования груза конвейеры бывают горизонтальными, наклонными и комбинированными (рис. 9.7). По способу перемещения груза – конвейеры вертикального порционного волочения и сплошного волочения. Число цепей в конвейере зависит от размеров груза и производительности: одноцепные для малой ширины желоба; двухцепные для крупнокусковых грузов.

Скребковый конвейер порционного волочения (рис. 9.8, а) состоит из станины 7 с направляющими путями 8 и желоба 6. На станине смонтированы приводная 4 и натяжная 1 звездочки, охватываемые цепью 2 со скребками 3. Загрузку проводят

сверху в любом месте трассы, а разгрузку – через отверстия в дне желоба, перекрываемые шиберами задвижками 5. Высота скребков равна или превышает стенку желоба, груз перемещается отдельными порциями перед каждым скребком. Скребки изготавливают из стальных листов толщиной 3...8 мм прямоугольной, трапецеидальной или полукруглой формы, соответствующей форме желоба. Конвейеры с высокими скребками применяют для перемещения насыпных грузов, не подверженных крошению, или таких грузов, крошение которых не снижает их качества (клинкер, песок, каменный уголь, зола и др.).

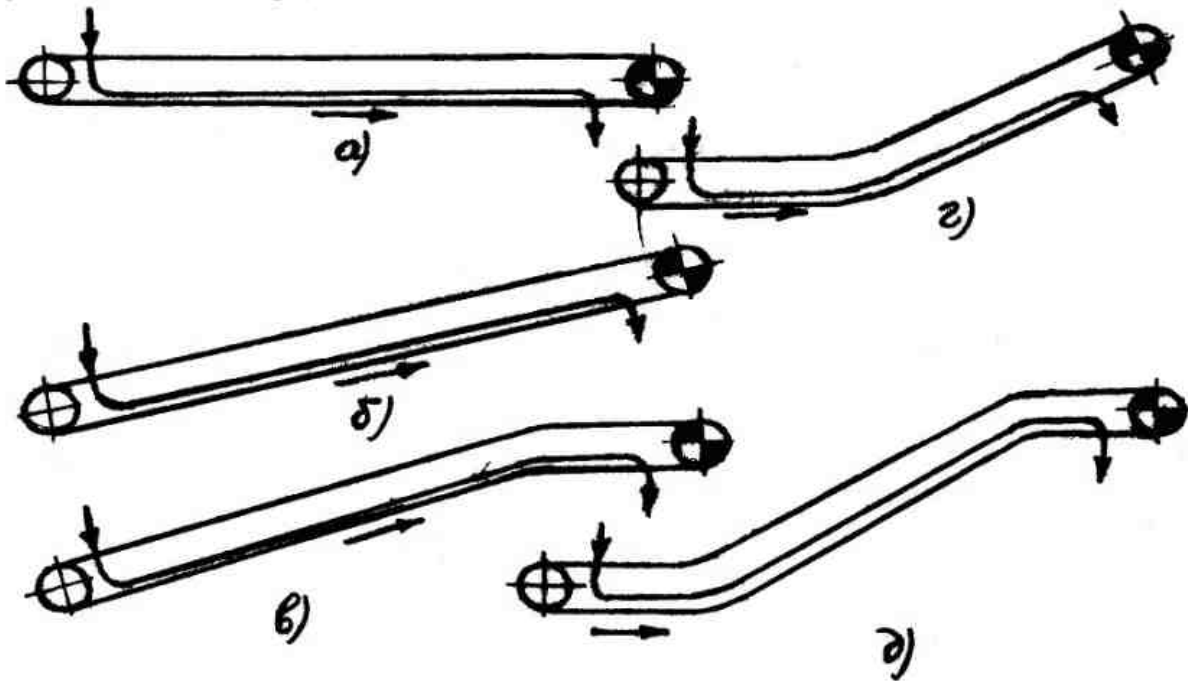


Рис. 9.7. Схемы трасс скребковых конвейеров:
 а – горизонтальной; б – наклонной; в – наклонно-горизонтальной;
 г – горизонтально-наклонной; д – сложного профиля

В качестве тягового элемента используют пластинчатые цепи типа ПВК (ГОСТ 588–81) с шагом 160...400 мм, разборные тяговые цепи (ГОСТ 289–74) и сварные. Производительность конвейеров составляет 300...600 т/ч, ширина скребков – 200...120 мм, скорость – 0,1...1,0 м/с.

Скребковый конвейер **сплошного волочения** с низкими

скребками показан на рис.9.8, б. Низкие скребки 3 погружены в массу груза. Сопротивление насыпного груза перерезанию скребками возрастает, и он движется сплошным потоком, при этом груз меньше подвержен перемешиванию и крошению. Конвейеры с такими скребками называют конвейерами с **погруженными скребками**. Груз засыпается через верхнюю холостую ветвь. Эти конвейеры применяют для транспортирования сухой глины, мелкого гравия, извести, мела, цемента, песка, молотого камня и др. Тяговая цепь со скребками проходит внутри желоба и огибает концевые звездочки 1 и 4; нижняя ветвь 10 цепи перемещает груз, а верхняя 9 движется по направляющим путям 8 или роликам. Желоб 6 выполнен в виде единого сварного каркаса из листовой стали, подкрепленного профильным прокатом. Наиболее изнашиваемые части желоба выполняют из сменных пластин легированной стали и футерованными.

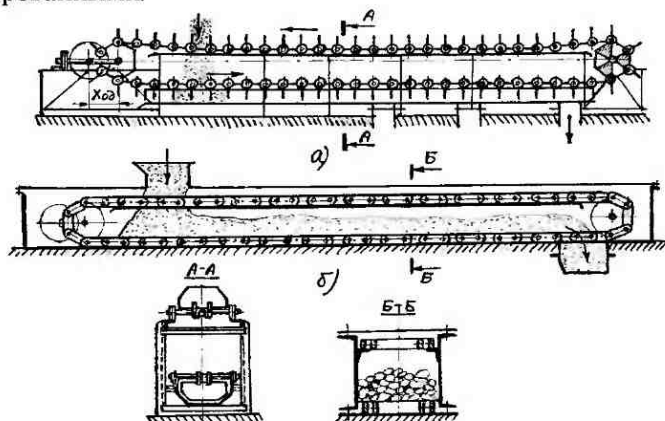


Рис. 9.8. Скребковые конвейеры:

- а – порционного волочения с высокими скребками; б – сплошного волочения с низкими (погруженными) скребками; 1, 4 – натяжная и приводная звездочки; 2 – цепь; 3 – скребок; 5 – шибберная задвижка; 6 – желоб; 7 – станина; 8 – направляющий путь; 9, 10 – верхняя и нижняя ветви цепи

Производительность скребковых конвейеров с

погруженными скребками – до 700 т/ч, длина – до 100 м, угол наклона – не менее 60° , ширина желоба – 125...1000 мм, скорость цепи – 0,1...0,4 м/с.

Силу сцепления скребкового полотна с грузом можно увеличить, если скребкам придать форму, аналогичную контуру желоба. Это повышает волочащую способность скребкового полотна и позволяет выполнять конвейер крутонаклонным и вертикальным. Конвейеры, основанные на таком принципе, называют конвейерами сплошного волочения с **контурными скребками**.

9.3.2. Приводные и натяжные устройства

В рассматриваемых конвейерах применяют электрический привод с передаточными механизмами редукторного типа и предохранительными устройствами (срезные штифты, муфты предельного момента и др.) для предохранения от поломок при образовании заторов и заклинивании кусков груза в зазорах, а также между цепью и звездочкой.

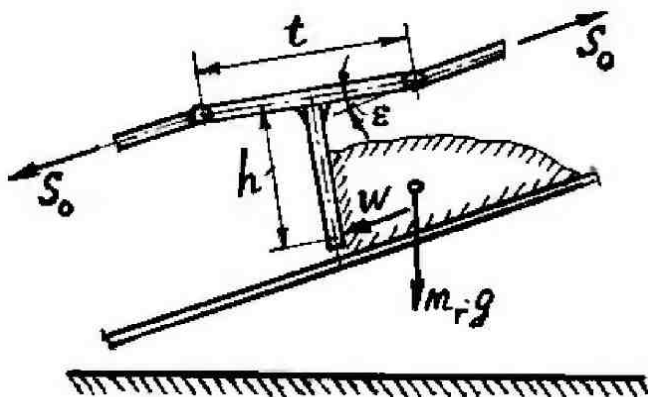


Рис. 9.9. Силы, действующие на высокий скребок

В конвейерах порционного волочения, кроме обычного

назначения, натяжное устройство должно обеспечивать устойчивое положение скребков при консольном их нагружении усилием, приложенным к рабочей кромке скребка. При слабом натяжении цепи это усилие может вызвать опрокидывание скребка (рис. 9.9) и "всплывание" цепи.

Чтобы оно не происходило, момент сил натяжения S_0 должен уравнивать момент силы W , опрокидывающей скребок, т. е. необходимо соблюдение условия

$$S_0 t \sin \varepsilon \geq Wh \cos \varepsilon .$$

При транспортировании мелкокусковых грузов натяжное устройство может быть винтовым. Для крупнокусковых грузов предпочтительно пружинно-винтовое устройство – оно обеспечивает отход натяжной звездочки при заклинивании кусков груза.

9.3.3. Преимущества и недостатки

Преимуществами скребковых конвейеров являются простота конструкции, малая высота, безопасность, возможность транспортирования разнообразных грузов (хорошо сыпучих, вязных, порошкообразных, острокромочных, горячих и при низкой температуре) по сложным трассам без перегрузки; герметичность, отсутствие пыления, пожаро-взрывоопасности, потерь и загрязнения груза; простота автоматизации загрузки и разгрузки во многих точках трассы.

К недостаткам можно отнести измельчение грузов (в меньшей степени у конвейеров сплошного волочения с низкими скребками), значительный расход энергии, повышенный износ движущихся частей и желобов (особенно при перемещении абразивных грузов), шум, создаваемый при трении груза и элементов конвейера о желоб и направляющие, возможность образования заторов груза и заклинивания скребкового полотна в конвейерах с закрытым желобом.

9.3.4. Методика расчета скребковых конвейеров

Расчет скребковых конвейеров выполняют аналогично расчету ленточных и пластинчатых конвейеров. Аналогичны также данные и задачи, решаемые при конструировании конвейеров данного типа.

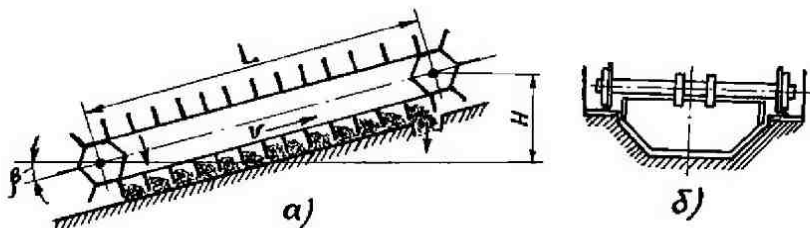


Рис. 9.10. Расчетные схемы конвейера порционного волочения и скребка:

а – схема конвейера; *б* – схема скребка

1. Определение скорости полотна

Скорость полотна принимают с учетом свойств груза (абразивность) и производительность конвейера в пределах 0,1...1 м/с. Так, скорость движения скребков для кокса составляет 0,5 м/с; для породы и клинкера – 0,65 м/с; для золы, известняка, цемента – 0,75 м/с; для песка и гравия – 0,9 м/с.

2. Определение размеров желоба

Перемещаемый скребками насыпной груз при порционном волочении (рис. 9.10) располагается перед скребками в виде отдельных порций с углом наклона груза, близким к углу естественного откоса. Точно учесть заполнение грузом пространства между скребками затруднительно. Поэтому при определении расчетной площади сечения груза в желобе вводят коэффициент ψ заполнения желоба.

При заданной производительности Q конвейера и выбранной скорости v груза площадь (m^2) поперечного сечения желоба:

$$F = \frac{Q}{3600 \cdot v \cdot \rho}. \quad (9.10)$$

Производительность конвейера Q (т/ч) с учетом (9.10) будет

$$Q = 3600 B h \psi k_{\beta} v \rho. \quad (9.11)$$

Отношение ширины желоба к его высоте обычно принимается таким образом:

$$\lambda = \frac{B}{h} = 2 \dots 4.$$

Главный параметр – ширина желоба:

$$B = \sqrt{\frac{\lambda \Pi}{3600 \psi k_{\beta} v \rho}}. \quad (9.12)$$

Высота желоба: $h = B / (2,4 \dots 4)$.

Конструктивно высоту скребка принимают на 25...50 мм больше высоты желоба.

Шаг скребков t_c должен обеспечивать наибольшее заполнение желоба насыпным грузом. Обычно принимают

$$t_c = (2 \dots 4) h_c,$$

где h_c – высота скребка.

Вычисленная ширина желоба и шаг скребков должны быть проверены по кусковатости груза. Расстояние между скребками и ширина желоба должны удовлетворять условиям:

$$t_c \geq 1,5 a_{max};$$

$$B \geq k_c a_{max},$$

где k_c – коэффициент, зависящий от конструкции конвейера и характера груза. Для двухцепных конвейеров

$k_c = 3...4$ – при перемещении сортированных грузов, $k_c = 2...2,5$ при перемещении несортированных грузов.

Для одноцепных конвейеров $k_c = 5...7$ и $k_c = 3...3,5$ соответственно при перемещении сортированных и несортированных грузов.

Полученное значение B округляют до ближайшего большего по нормальному ряду 200, 250, 320, 400; 500, 650, 800, 1000 и 1200 мм.

3. Тяговый расчет

Тяговый расчет конвейера ведут методом, изложенным в § 9.2.3. Натяжение тягового элемента можно определять по формулам (9.3) и (9.4). Расчет начинают с точки наименьшего натяжения цепи S_{\min} , которое принимают из условия предотвращения поворота скребков $S_{\min} = 3...10$ кН.

Положение точки наименьшего натяжения цепи определяют так же, как и для пластинчатых конвейеров. При этом принимают коэффициент сопротивления ходовой части $w = 0,1...0,15$ для цепного полотна с катками и $w = 0,25$ – для полотна без катков.

Сопротивление перемещению груза и рабочих органов:

$$W = (qw_{\text{жс}} + q_o w)L \cos \beta + (q + q_o)L \sin \beta,$$

где q и q_o – распределенные массы перемещаемого груза и скребкового полотна, кг/м; $w_{\text{жс}}$, w – коэффициенты сопротивления движению соответственно груза по желобу и ходовой части.

Значение коэффициента:

$$w_{\text{жс}} = f_{\text{жс}} \left(1 + \frac{n_{\sigma} h_{\text{ср}}}{B} \right), \quad (9.13)$$

где $f_{\text{жс}}$ – коэффициент трения насыпного груза о стенки желоба; $h_{\text{ср}}$ – усредненная высота слоя груза в желобе; B – ширина желоба; n_{σ} – коэффициент бокового давления сыпучего груза.

$$n_6 = \frac{k_6(1,2 + v)}{1 + 2f^2}, \quad (9.14)$$

где k_6 – коэффициент, зависящий от конструкции конвейера (для стационарных конвейеров $k_6 = 1$, для передвижных – $k_6 = 1,1 \dots 1,2$); f – коэффициент внутреннего трения насыпного груза, $f = 0,3 \dots 0,95$.

Определение натяжения в характерных точках трассы, окружного тягового усилия на приводных звездочках и мощности двигателя, расчетных натяжений тягового элемента и тяговой цепи проводится по тем же зависимостям, что и для пластинчатых конвейеров (9.4), (9.5), (9.6) ... (9.9).

Для конвейера сплошного волочения расчетная производительность, т/ч:

$$Q = 3600 \cdot k_z \cdot k_c \cdot k_v \cdot Bhv \cdot \rho,$$

где k_z – геометрический коэффициент; k_c – скоростной коэффициент, учитывающий, что средняя скорость груза v_{cp} меньше скорости тягового элемента v ($k_c = v_{cp}/v$); k_v – коэффициент уплотнения насыпного груза; B – ширина желоба, м; h – высота слоя груза, м; v – скорость движения тягового элемента, м/с; ρ – насыпная плотность груза, т/м³.

Геометрический коэффициент производительности:

$$k_z = 1 - \frac{q_0}{\rho_0 Bh},$$

где q_0 – масса 1 м длины рабочих элементов, кг/м; ρ_0 – объемная масса рабочего органа, кг/м³.

Предельная высота слоя груза в желобе h_n над тянущим элементом (волочащей цепью):

$$h_n = \frac{B(C_h + tg\beta)}{n_6 f},$$

где C_h – коэффициент сцепления груза со скребковым полотном; β – угол наклона конвейера к горизонтالي; n_6 – коэффициент бокового давления груза на стенки желоба.

Коэффициент сцепления:

$$C_h = \xi \left(\frac{1 + \tau_o}{h_n \rho g} \right),$$

где $\xi = 0,6...0,8$ – эмпирический коэффициент; τ_o – начальное сопротивление сдвигу.

Коэффициент бокового давления определяют по формуле (9.14).

Сила сопротивления перемещению груза и движению цепи на участке рабочей (груженной) ветви:

$$W = (q + q_o)gL \left[f_{жк} \left(\frac{n_o h_{жк}}{B} + 1 \right) \cos \beta + \sin \beta \right],$$

где L – длина расчетного участка конвейера; $f_{жк}$ – см. формулу (9.13); q – распределенная масса груза; β – угол наклона расчетного участка конвейера к горизонту, град.

Установочную мощность двигателя скребкового конвейера определяют из формулы (9.7).

9.4. Подвесные конвейеры (ПК)

9.4.1. Общие сведения и классификация

Подвесными называют конвейеры, у которых транспортируемые грузы находятся на подвесках и движутся вместе с ходовой частью (цепью с роликами) по подвесному направляющему пути сложного замкнутого контура. Конвейеры применяют для бесперегрузочной транспортировки разнообразных штучных грузов на протяжении всего технологического процесса предприятий серийного и массового производств. С применением подвесных конвейеров все производство объединяется в единую транспортную систему, вплоть до склада готовых изделий.

По виду трассы подвесные конвейеры разделяют на горизонтальные и пространственные. По способу соединения тягового элемента с транспортируемым грузом конвейеры

разделяют на грузонесущие, толкающие, грузоведущие и комбинированные (рис. 9.11). Тяговым элементом является цепь, к которой присоединены каретки с ходовыми катками, движущимися по подвесным путям, прикрепленным обычно к перекрытию здания. Цепь приводится в движение при помощи приводной звездочки или приводной цепи гусеничного привода.

У **грузонесущих подвесных конвейеров** (рис. 9.11, а) каретки 1 с подвесками 4 для грузов 5 постоянно соединены с тяговым элементом (цепью) 3 и перемещаются по подвесному пути 2, вдоль которого движется тяговый элемент.

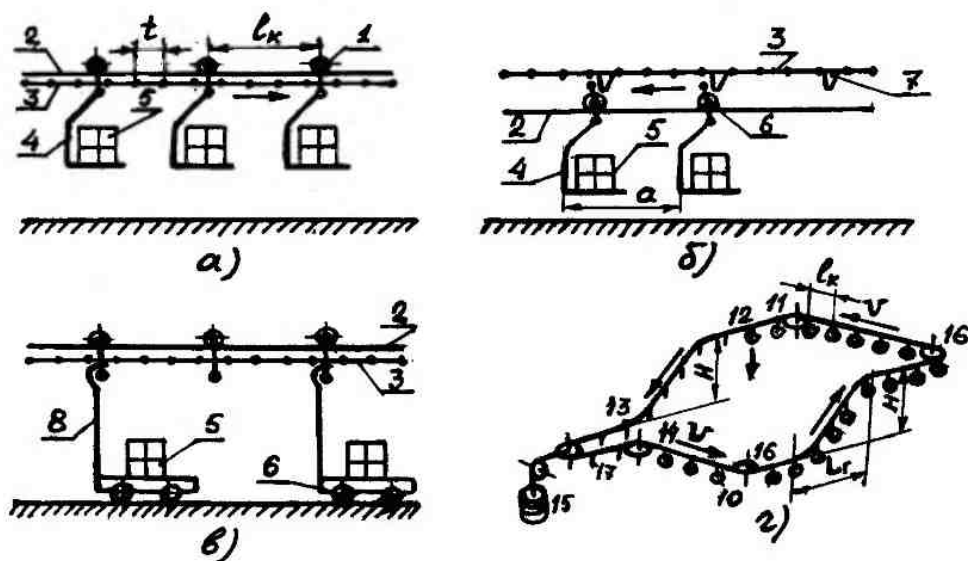


Рис. 9.11. Схемы подвесных конвейеров:

а – грузонесущего; *б* – толкающего; *в* – грузоведущего;
г – пространственного; 1 – каретка; 2 – путь; 3 – цепь; 4 – подвеска;
 5 – груз; 6 – тележка; 7 – кулачок; 8 – штанга; 9 – зона
 максимального давления катков на направляющие; 10 – загруженная
 подвеска; 11 – привод; 12 – пункт разгрузки; 13 – точка минимального
 натяжения цепи; 14 – пункт загрузки; 15 – натяжное устройство;
 16 – отклоняющие звездочки; 17 – порожняя подвеска

У **толкающего конвейера** (рис. 9.11, б) тележки 6 с подвесками 4 для грузов 5 не имеют постоянного соединения с

тяговым элементом 3 и движутся при помощи кулачков 7, закрепленных на тяговом элементе.

У **грузоведущего конвейера** (рис. 9.11, в) каретки 1, постоянно соединенные с тяговым элементом 3, имеют специальные захваты, которые зацепляются за вертикальные штанги 8 тележек 6, передвигающихся по полу.

Применяются также комбинированные (несуще-толкающие или несуще-грузоведущие) конвейеры, которые сочетают свойства грузонесущих и толкающих (первые) или грузонесущих и грузотянущих (вторые) конвейеров.

Для **конвейеров с пространственными трассами** применяют разборные цепи, звенья которых имеют возможность поворачиваться в вертикальных и горизонтальных плоскостях (рис. 9.11, г).

Подвесные конвейеры применяют во многих отраслях промышленности для перемещения полуфабрикатов и изделий с одного рабочего места к другому. Подвесные грузоведущие конвейеры используют также на складах для перемещения штучных грузов и автоматизации складирования при выполнении погрузочно-разгрузочных работ.

Основными параметрами подвесных конвейеров являются массовая производительность Q , штучная производительность Z , скорость цепи v , шаг цепи t , грузоподъемность каретки N_r . Шаг разборных цепей составляет 80, 100, 160 мм (ГОСТ 589–85). Расчетные нагрузки на каретки равны 2,5; 5 и 8 кН.

Грузоподъемность тележек подвесных толкающих конвейеров составляет 0,05...1,25 т, грузоподъемность сцепов – соответственно 0,07 и 2 т. Скорость цепи грузонесущих конвейеров составляет 0,007...0,66 м/с, а расчетное натяжение цепи – 8...12,5 кН. У самых мощных конвейеров расчетное натяжение цепи достигает 30 кН.

9.4.2. Основные элементы

Основными элементами подвесных конвейеров являются загрузочные, разгрузочные, приводные и натяжные устройства.

Загрузку и разгрузку подвесных конвейеров выполняют вручную или при помощи полуавтоматических устройств. Данные операции осуществляют обычно на ходу конвейера при скорости 10...15 м/мин. При автоматической загрузке подвесок 3 (рис. 9.12) грузонесущего конвейера 1 грузы 5 подают по роликовому столу 4 в позицию загрузки. При этом лапы подвесок 3 входят между гребенками стола 4 и, поднимаясь, захватывают груз 5. Данный способ нашел широкое применение при погрузке на подвесной конвейер 1 ящиков, бочек, тюков и других грузов.

Приводные устройства подвесных конвейеров разделяют на угловые и гусеничные. Те и другие могут иметь постоянную или переменную скорость. Угловые устанавливают в местах горизонтальных поворотов трассы. Угловой привод состоит из электродвигателя 6 (рис. 9.13, а), клиноременной передачи 5, вариатора скорости 4 (для обеспечения переменной скорости цепи), муфты 3, редуктора 2 и приводной звездочки 1. Гусеничный привод (рис. 9.13, б) устанавливают на прямолинейном участке трассы конвейера. Он имеет гусеничную цепь 8 с кулачками 7, входящими в зацепление с тяговой цепью 9 конвейера. Последняя удерживается в зоне сцепления от смещения вверх роликовой батареей.

Гусеничный привод в настоящее время является основным, а угловой применяют на перегибе трассы. Подвесные конвейеры снабжают грузовыми натяжными устройствами (см. рис. 9.11, з), а конвейеры малой длины и мощности – винтовыми и пружинно-винтовыми устройствами. **Натяжные устройства** устанавливают в зоне минимального натяжения цепи.

Производительность подвесных грузонесущих конвейеров составляет 100...6000 шт/ч; скорость транспортирования – 0,01...0,7 м/с; длина трассы – 5...500 м; масса перемещаемого груза – 1...8 000 кг.

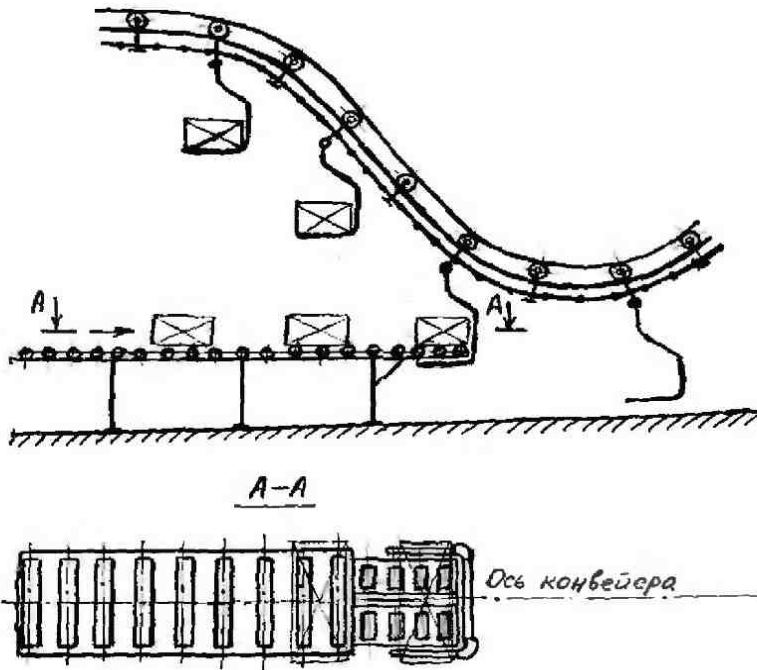


Рис. 9.12. Подвесной конвейер с автоматической загрузкой:
 1 – подвесной конвейер; 2 – каретка; 3 – подвеска; 4 – роликовый стол; 5 – груз; 6 – подвесной путь

9.4.3. Основы расчета и проектирования ПК

Исходными данными являются: программа выпуска изделий P , шт/ч; масса $m_{гр}$ (кг), размер и характерные особенности транспортируемых грузов; трасса конвейера с расположением пунктов загрузки и разгрузки; условия и режим работы конвейера.

Расчет и проектирование выполняют в следующей последовательности:

1) Устанавливают порядок размещения и количество транспортируемого груза z на одной подвеске.

2) Предварительно выбирают типоразмеры цепи, кареток и тележек для подвесок с грузами и устанавливают их характеристики: $q_{ц}$ – масса 1 м цепи; m_k и m_n – соответственно массы каретки и подвески, кг.

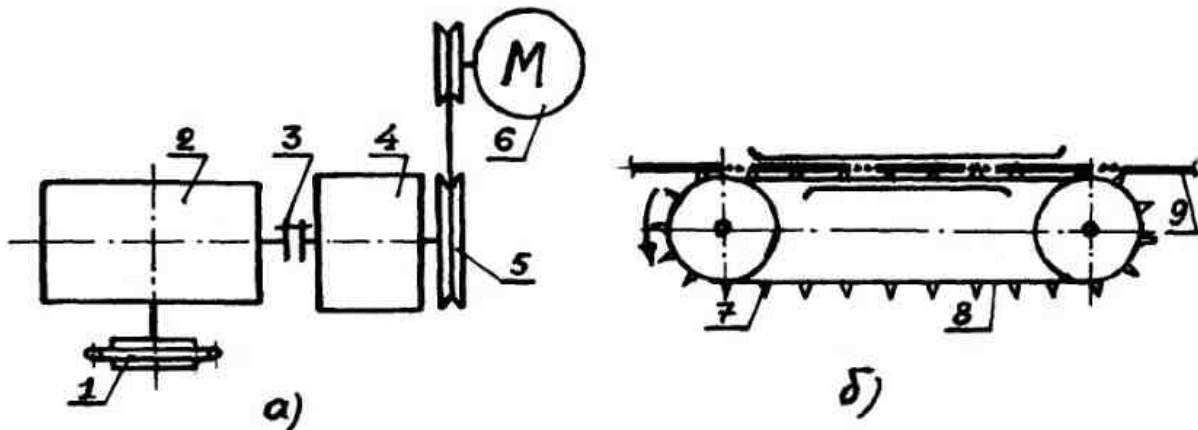


Рис. 9.13. Приводы подвесных конвейеров:

а – угловой; *б* – гусеничный; 1 – приводная звездочка; 2 – редуктор; 3 – муфта; 4 – вариатор скорости; 5 – клиноременная передача; 6 – электродвигатель; 7 – кулачок; 8 – гусеничная цепь; 9 – тяговая цепь

3) Устанавливают наименьший шаг подвесок t_n , обеспечивающий свободную проходимость грузов наибольшей длины b_{max} на горизонтальных поворотах наименьшего радиуса R_{min} и наклонных участках с наибольшим углом наклона β_{max} (рис. 9.14, *а* и *б*):

$$t_n \geq \frac{b_{max} + \Delta}{\cos \beta_{max}},$$

где $\Delta = 0,15 \dots 0,2$ м – минимальный зазор между подвесками с грузом.

Шаг подвесок t_n должен быть кратным удвоенному шагу звена цепи.

4) Выбирают скорость движения ходовой части; в зависимости от вида и массы транспортируемого груза, способа загрузки и разгрузки $v = 0,05 \dots 0,4$ м/с.

5) Определяют расчетную производительность конвейера,

шт/ч:

$$Q_{з.п} = \frac{\Pi k_{н.з}}{k_6 k_2},$$

где Π – программа выпуска изделий, шт/ч; $k_{н.з} = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент неравномерности загрузки конвейера; $k_6 = 0,85 \dots 0,9$ – коэффициент использования конвейера по времени; k_2 – коэффициент готовности конвейера.

б) По расчетной производительности устанавливают шаг подвесок и скорость их движения:

$$t_n = \frac{3600 z v}{Q_{з.п}}; \quad v = \frac{Q_{з.п} t_n}{3600 z},$$

где z – число грузов на одной подвеске.

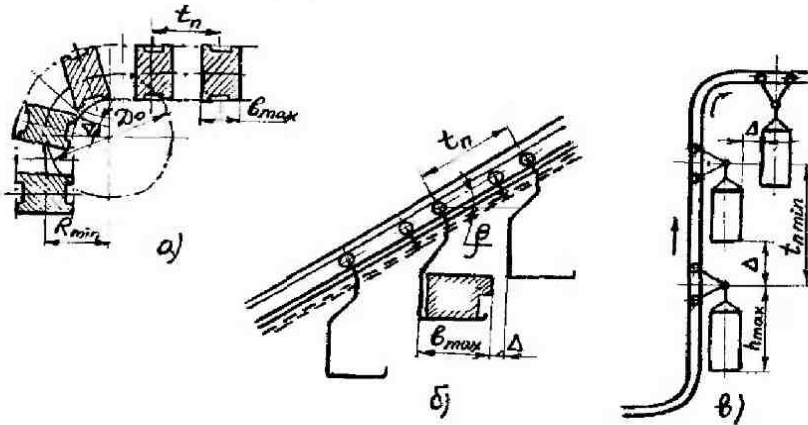


Рис. 9.14. Схемы к расчету подвесных конвейеров:
 а – на горизонтально-поворотном участке;
 б – на наклонном и в – на вертикальном участках

7) Проводят расстановку кареток, тележек и подвесок на трассе. Определяют необходимые для тягового расчета линейные массы (кг/м) движущихся частей: на холостой (обратной) ветви без учета пропуска незагруженных подвесок

$$q_x = \frac{m_n}{t_n} + \frac{m_k}{t_k} + q_{ц};$$

на холостой (обратной) ветви с учетом пропуска на обратную ветвь незагруженных вагонеток

$$q_{x.н} = q_x + k_n \frac{m_{.п}}{t_n};$$

на загруженной (рабочей) ветви

$$q_p = q_x + q = q_x + \frac{m_{.п}}{t_n},$$

где m_n , m_k , $m_{гр}$ – соответственно массы подвески, каретки и груза, кг; t_n , t_k – соответственно шаги подвески и каретки, м; $q_{ц}$ – масса 1 м цепи, кг/м; $k_n = 0,08...0,12$ – коэффициент пропуска незагруженных подвесок на обратную ветвь.

8) Определяют максимальное натяжение тяговой цепи, Н:

$$S_{\max} = S_o K_m + w(q_p L_p + q_x L_x)(1 + K_k K_m)q + q_p g H,$$

где $S_o = S_{\min} = 500...1000$ Н – первоначальное натяжение цепи (большие значения – для более тяжелых типоразмеров конвейеров); $K_m = \varphi_x \xi_y \lambda_\theta$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений (здесь φ_x , ξ_y , λ_θ – соответственно коэффициенты сопротивления движению кареток: на вертикальном повороте $\varphi_x = 1,01...1,07$, горизонтальном повороте на звездочке или блоке $\xi = 1,03...1,08$, на роликовой батарее $\lambda_\theta = 1,02...1,18$; x , y , θ – соответственно количество указанных поворотов); L_p , L_x – соответственно горизонтальные проекции длин загруженной и холостой ветвей, м; q_p , q_x – линейные массы этих же ветвей, кг/м; $g = 9,81$ м/с²; $K_k = 0,3...0,5$ – коэффициент концентрации местных сопротивлений; H – общая высота подъема груза на трассе конвейера, м; $w = 0,02...0,05$ – коэффициент сопротивления движению на прямолинейном участке;

9) Проверяют правильность выбора типоразмера цепи по допустимой нагрузке. При необходимости корректируются размеры цепи и кареток.

10) Определяют положение точки минимального натяжения тяговой цепи на трассе конвейера и устанавливают значение этого натяжения путем вычитания соответствующих сопротивлений из максимального натяжения.

11) Трассу разбивают на отдельные расчетные участки (прямолинейные, поворота, подъема, опускания и другие пункты сопротивлений) и нумеруют их, начиная с точки минимального натяжения.

12) Выполняют тяговый расчет конвейера с определением натяжений по всему контуру трассы, начиная с точки минимального натяжения при нормальном и наиболее неблагоприятном варианте загрузки трассы конвейера при прерывистой загрузке с загруженными спусками и подъемами. На всем контуре трассы цепь должна быть натянута, и минимальное натяжение должно быть для грузонесущего конвейера $S_{\min} \geq 500..1000$ Н, для толкающего – $S_{\min} \geq 1500..3000$ Н.

13) Окончательно проверяют правильность выбора типоразмера цепи и кареток по полученным натяжениям и нагрузкам. Допускаемая нагрузка на каретку, Н:

$$G = G_v + G_\phi,$$

где $G_v = 1500..5500$ Н – условная расчетная нагрузка на горизонтальных участках трассы, принимаемая в зависимости от типа конвейера; $G_\phi = S \cdot t_k / R$ – составляющая от натяжения цепи на вертикальном повороте трассы [здесь S – максимальное натяжение цепи, Н; t_k – шаг между каретками, м; R – радиус вертикального поворота, м (рис. 9.14, в)].

14) Устанавливают наиболее выгодное расположение привода на трассе. Как правило, привод должен располагаться после участков с большим сопротивлением движению, например, после подъема трассы.

15) Выбирают место расположения натяжного устройства и определяют необходимое усилие натяжения – вес натяжного груза, Н:

$$F_{н.у} = G_{н.у} = S_i + S_{i+1} + W_{\text{тел}},$$

где S_i и S_{i+1} – натяжение в ветвях цепи, соответственно в

набегающей на натяжное устройство и сбегающей, Н; $W_{\text{тел}} = 250 \dots 600$ Н – усилие, необходимое для перемещения натяжных тележек.

16) Рассчитывают установочную мощность приводного двигателя, кВт:

$$P_{\text{уст}} = \frac{F_o v k_s}{1000 \eta},$$

где $F_o = S_{\text{нб}} - S_{\text{сб}}$ – окружное усилие на звездочке, Н; v – скорость цепи, м/с; $k_s = 1,15 \dots 1,25$ – коэффициент запаса; $\eta = 0,8$ – КПД редуктора;

По окружному усилию F_o и скорости движения ходовой части v выбирают исполнение привода, а затем уточняют скорость конвейера и проверяют его производительность. После этого проводят выбор поворотных, натяжных устройств и т. п.

17) В длинных конвейерах рекомендуется устанавливать несколько приводных устройств. Приводы следует разместить так, чтобы окружные усилия у них были примерно одинаковыми.

18) После выбора механического оборудования проектируют опорные металлические конструкции, ограждения, предохраняющие людей и оборудование от случайного падения грузов с подвески и другие элементы подвесного пути.

ГЛАВА 10. ЭЛЕВАТОРЫ

10.1. Общие сведения

Элеваторами называют конвейеры, транспортирующие грузы по вертикальной или крутонаклонной (угол наклона 60...75°) трассам от начального до конечного пункта без промежуточной загрузки и разгрузки. Элеваторы имеют гибкие тяговые элементы (цепы, ленты, канат), огибающие приводные и натяжные элементы (звездочки, барабаны, блоки). К гибким тяговым элементам крепят грузонесущие органы: ковши, полки, люльки. Кроме того, элеваторы включают привод, натяжное, загрузочное и разгрузочное устройства, а также кожух, закрывающий движущиеся части. Приводы оснащают стопорными устройствами для устранения опасности обратного движения тягового элемента под действием силы тяжести поднимаемого груза при выключении двигателя.

По способу перемещения грузов элеваторы относятся к грузонесущим конвейерам, перемещающим порции насыпного груза или штучные грузы с помощью грузонесущих элементов: ковшей, полок, люлек.

По роду грузонесущего элемента различают следующие типы элеваторов: *ковшовые* (ГОСТ 2036–77), *люлочные* и *полочные*. Ковшовые элеваторы служат для подъема насыпных грузов, а люлочные и полочные – штучных (табл. 10.1).

Таблица 10.1

Характеристика элеваторов

Транспортируемый груз	Тип ковша	Скорость, м/с		φ*	Вид разгрузки
		ленты	цепи		
Пылевидный (угольная пыль)	Глубокий (Г)	–	0,63 ...0,8	0,85	Самотечная свободная
Легкосыпучий (цемент)	– // –	1,25...1,6	–	0,8	Центробежная

Продолжение табл. 10.1

1	2	3	4	5	6
Зернистый, плоскосыпучий (влажные земля, песок, мел в порошке)	Мелкий (М)	1...2,0	0,8...2,0	0,6	– // –
Малоабразивный (сухая глина, камнный уголь, торф)	Глубокий (Г)	1,25...2,0	1,0...1,6	0,8	– // –
Сильно абразивный (гравий, шлак, руда, щебень)	Остроугольный (О), Скругленный (С)	0,4...0,8	0,4...0,63	0,8	Самотечная направленная

*φ – коэффициент заполнения ковшей.

10.2. Ковшовые элеваторы

10.2.1. Определение и классификация

Ковшовыми элеваторами называют машины непрерывного действия, предназначенные для транспортирования насыпных (порошкообразных, зернистых и мелкокусковых) грузов в вертикальном и крутонаклонном (более 60° к горизонту) направлениях в ковшах, закрепленных на закольцованном тяговом элементе (ленте или цепи).

Ковшовые элеваторы различают: 1) по направлению перемещения транспортируемых грузов – вертикальные, наклонные и пространственные; 2) по типу тягового элемента – ленточные и цепные; 3) по скорости движения ковшей – тихоходные (0,4...1 м/с) и быстроходные (1,25...2,5 м/с); 4) по расположению ковшей на тяговом элементе: с расставленными

(рис. 10.1, а) и сомкнутыми (рис. 10.1, б, в, г) ковшами.

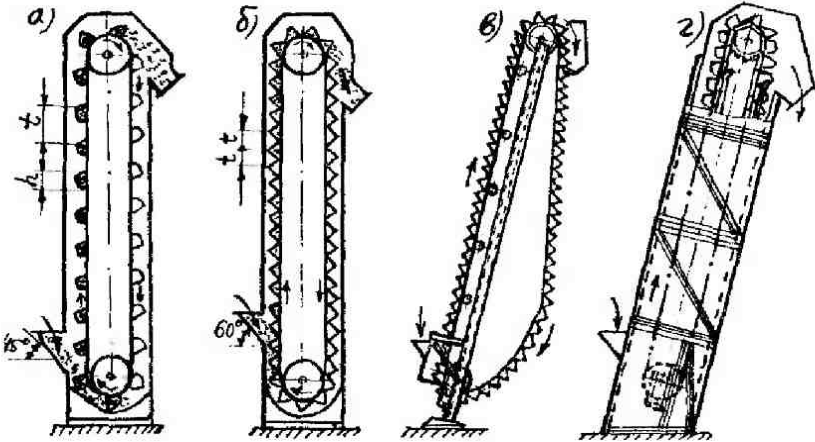


Рис. 10.1. Схемы ковшовых элеваторов:

*а – с расставленными ковшами; б – с сомкнутыми ковшами;
в, г – соответственно открытый и закрытый (в кожухе)
наклонные с сомкнутыми ковшами*

Первые применяют для мелкофракционных грузов и часто выполняют быстроходными. Элеваторы с сомкнутыми ковшами – тихоходные с самотечной разгрузкой. Их применяют для подъема крупнокусковых и абразивных грузов.

Загрузка ковшей осуществляется либо зачерпыванием груза из закругленной нижней части кожуха (см. рис. 10.1, а), либо засыпанием груза в ковши (см. рис. 10.1, б, в, г). Разгрузка ковшей может быть центробежной при скорости движения ковшей 1...5 м/с (см. рис. 10.1, а) и самотечной свободной (см. рис. 10.1, б).

В первом случае на разгрузку существенно влияет центробежная сила инерции, поэтому груз из ковшей вылетает по кривой и попадает в лоток, расположенный на некотором расстоянии от ковшей.

Ковши расставляют на необходимом расстоянии, чтобы

они не задевали друг друга при разгрузке. Самотечную разгрузку применяют у тихоходных элеваторов при скорости движения ковшей 0,4...0,8 м/с; груз из ковшей падает почти вертикально, т. к. центробежные силы малы. Поэтому ковши часто располагают вплотную друг к другу так, чтобы дно предыдущего ковша являлось направляющим лотком для последующего.

Основными параметрами ковшовых элеваторов являются производительность Q ; высота H , измеряемая между центрами верхней и нижней звездочек (барабанов); скорость v гибкого тягового элемента; мощность N (кВт) приводного двигателя. Элеваторы являются сравнительно дешёвыми, простыми, компактными (с малыми габаритными размерами в плане и производительными машинами (до 350 м³/ч) с подачей насыпного груза на большую высоту (до 50 м)). К недостаткам элеваторов относятся имеющие место отрывы ковшей при перегрузках, необходимость равномерной загрузки их материалом.

Ковшовые элеваторы применяют во многих отраслях промышленности. На предприятиях промышленности строительных материалов их используют для перемещения пылевидных, зернистых и кусковых грузов, пищевой промышленности – для транспортирования зерна, муки и других продуктов помола.

Основные параметры вертикальных элеваторов общепромышленного применения регламентирует ГОСТ 2036–77, а наклонных – ГОСТ 12864–69. В ГОСТ 10190–79 приведены параметры ковшовых элеваторов для зерна и муки (эти элеваторы называют норями) производительностью $Q = 5...500$ т/ч. Их используют в зернохранилищах при высоте подъема до 60 м и скорости ковшей до 4 м/с.

10.2.2. Общая конструкция

У ленточного элеватора между двумя барабанами – верхним приводным 1 (рис. 10.2, а) и нижним натяжным 2 –

натянута лента 3 с закрепленными на ней ковшами 4, предназначенными для транспортирования насыпного груза. Несущей конструкцией, выполняющей также функцию защиты движущейся части конвейера, служит сварной кожух с каркасом из уголков, обшитый стальными листами толщиной 2...4 мм. На кожух сверху опирают подшипники приводного вала, а внизу – подшипники натяжного вала. Кожух состоит из нижней части 5 (башмака), верхней части 6 с крышкой 7 (головки) и средних стандартных вставок 8 длиной 2...2,5 м. Секции кожуха соединяют между собой болтами.

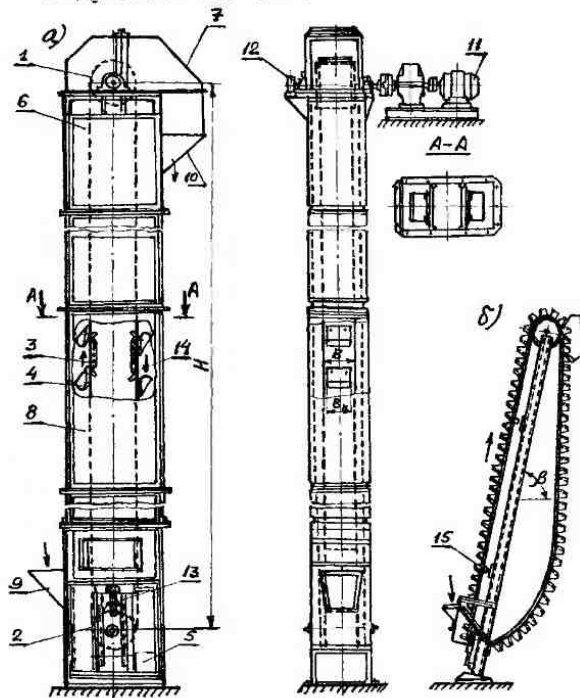


Рис. 10.2. Ковшовые элеваторы:

а – вертикальный; *б* – наклонный; 1 – приводной барабан, 2 – натяжной барабан; 3 – лента; 4 – ковши; 5 – башмак; 6 – верхняя часть; 7 – крышка; 8 – вставка; 9 – воронка; 10 – разгрузочный патрубок; 11 – электродвигатель; 12 – останов; 13 – винтовое устройство; 14 – направляющие ишны; 15 – опорный каток

Насыпной груз загружают в воронку 9, а разгружают через патрубков 10. Для облегчения условий зачерпывания дну башмака придают вогнутую цилиндрическую форму.

Привод осуществляется от короткозамкнутого электродвигателя 11 через втулочно-пальцевую муфту, редуктор, зубчатую или перекрестную муфту. Привод устанавливают на отдельной раме с креплением на перекрытии или на специальных балках и (реже) на кронштейнах, приваренных к кожуху. На другом конце приводного вала устанавливают останов 12 для предотвращения обратного движения ленты с гружёными ковшами в случае перерыва в подаче электроэнергии.

Нижний вал с барабаном является натяжным, ленту натягивают винтовым устройством 13. Чтобы избежать раскачивания ленты (цепей) с ковшами, применяют короткие направляющие шины 14.

Кожух элеватора устанавливают на бетонный фундамент или на балки. В цепных элеваторах вместо ленты и барабана применяют цепи и звездочки. Наклонные элеваторы (рис. 10.2, б) выполняют с углом наклона к горизонту $\beta \geq 75^\circ$. Они бывают только цепные, открытые (без кожуха) или закрытые (в кожухе). В наклонных элеваторах верхняя ветвь цепи с ковшами через катки 15 опирается на наклонные направляющие, а нижняя ветвь провисает по цепной линии.

10.2.3. Ковши. Загрузка и разгрузка ковшей

В элеваторах используют четыре типа ковшей (ГОСТ 2036–77): полукруглые мелкие (типа М) (рис. 10.3, а), полукруглые глубокие (типа Г) (рис. 10.3, б), остроугольные (типа О) (рис. 10.3, в, г) и трапецидальные скругленные (типа С) (рис. 10.3, д).

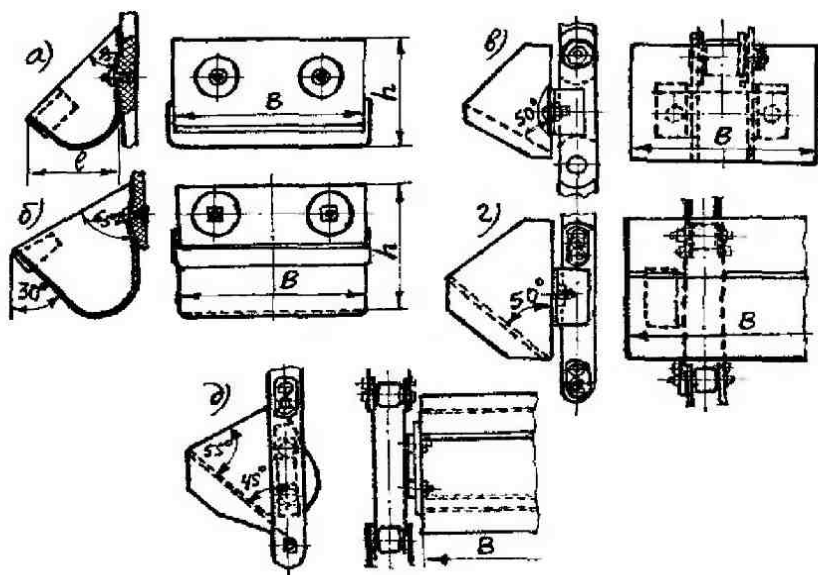


Рис. 10.3. Ковши элеваторов:

а – полукруглые мелкие (типа М); б – полукруглые глубокие (типа Γ); в, з – остроугольные (типа О); д – скругленные трапециевидальные (типа С)

Мелкие ковши применяют для транспортирования влажных, плохо сыпучих и слеживающихся грузов (влажный песок, цемент, молотые гипс и известь и т. д.); глубокие ковши – для транспортирования сухих и хорошо высыпающихся насыпных грузов (песок, земля, мелкий каменный уголь). Их изготавливают штамповкой из стали марки Ст. 3 толщиной 2...6 мм. Применяют расставленное расположение мелких и глубоких ковшей на тяговом элементе, т. е. с интервалами, когда шаг ковшей $t > h$, где h – глубина ковша (рис. 10.3, а, б).

Остроугольные ковши с бортовыми направляющими применяют для транспортирования кусковых и абразивных насыпных грузов. Их изготавливают из стали марки Ст. 3 сварными толщиной 3...10 мм. Применяют сомкнутое

расположение ковшей на тяговом элементе, т. е. когда шаг ковшей $t \approx h$.

Переднюю стенку всех ковшей иногда снабжают сменным козырьком из износостойкой стали. Ковши характеризуются: емкостью i (л), вылетом l , глубиной h и шириной b (мм) (см. рис. 10.3). Глубокие и мелкие ковши с цилиндрическим днищем бывают (цифры в скобках относятся к мелким ковшам): емкостью 0,75...14,5 (0,65...15) л, с углом обреза вертикальных стенок 60° (45°), с наклоном передней стенки к вертикали 45° (30°).

При загрузке ковшей насыпным грузом способом зачерпывания ковши заполняют пылевидным и зернистым грузами, а способом засыпания – кусковым и абразивным грузами.

Рассмотрим критерии, определяющие характер разгрузки груза из ковша. На восходящей ветви вертикального элеватора до подхода к барабану ковш движется прямолинейно и равномерно, и имеющийся на нем груз находится под действием силы тяжести $G = mg$. При повороте ковша на барабане начинает действовать центробежная сила (рис. 10.4, а), H :

$$F_{ц} = \frac{m v^2}{r},$$

где m – масса груза в ковше, кг; v – скорость движения центра масс, м/с; r – радиус вращения (расстояние от центра масс A груза в ковше до центра барабана O), м.

Равнодействующая R сил G и $F_{ц}$ при вращении ковша изменяется по значению и направлению. Однако, если продлить вектор \overline{R} до пересечения с вертикалью, проходящей через центр барабана, то при любом положении ковша вектор \overline{R} будет пересекать вертикаль в одной и той же точке B , называемой полюсом. Расстояние h от точки B до центра барабана O называется полюсным расстоянием. Из подобия треугольников ABO и ADC следует, что

$$\frac{h}{r} = \frac{G}{F_{ц}} = \frac{mg}{m v^2 / r},$$

откуда

$$h = \frac{gr^2}{v^2}.$$

Подставив значение $v = \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30}$, получим полюсное расстояние

$$h = \frac{gr^2}{v^2} = \frac{gr^2 30^2}{\pi^2 r^2 n^2} = \frac{895}{n^2}, \quad (10.1)$$

где n – частота вращения барабана, об/мин.

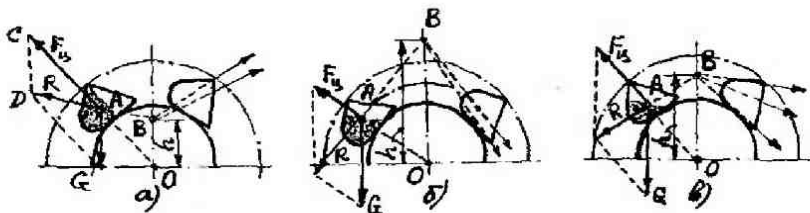


Рис. 10.4. Схемы к определению сил, действующих при различных способах разгрузки ковшей:

а – центробежная; *б* – самотечная; *в* – комбинированная

Из формулы (10.1) следует, что полюсное расстояние зависит только от частоты вращения барабана (звездочки). С её увеличением полюсное расстояние уменьшается, и центробежная сила возрастает по сравнению с силой тяжести.

Характер разгрузки ковшей зависит от соотношения сил G и $F_{ц}$ и, соответственно, полюсного расстояния h и радиуса барабана $r_б$. При $h \leq r_б$ полюс находится внутри окружности барабана, сила $F_{ц}$ значительно больше силы G , все частицы движутся в ковше к его наружной стенке, и происходит центробежная разгрузка (рис. 10.4, *а*). Если $h > r_а$ (рис. 10.4, *б*), то сила G больше силы $F_{ц}$, и происходит самотечная (гравитационная) разгрузка ковшей через заднюю (ближнюю к барабану) стенку. При $r_б < h \leq r_а$ имеет место

комбинированный (центробежный и самотечный) способ разгрузки (рис. 10.4, в).

Следовательно, характер разгрузки ковшей определяется соотношением

$$B = \frac{h}{r_0} = \frac{gr_0^2}{v^2 r_0} = \frac{gr_0}{v^2}, \quad (10.2)$$

где v – окружная скорость барабана, м/с.

Рекомендуются следующие значения B и диаметра барабана (или начальной окружности звёздочки) D_0 (м) для различных способов разгрузки:

- для высокоскоростного элеватора с центробежной разгрузкой

$$B \leq 1; \quad D_0 = \frac{2Bv^2}{g} \leq 0,204v^2, \quad (10.3)$$

- для быстроходного элеватора со смешанной разгрузкой

$$B = 1 \dots 1,4; \quad D_0 = (0,205 \dots 0,286)v^2; \quad (10.4)$$

- для среднескоростного элеватора со смешанной разгрузкой с внутренней стенки ковша

$$B = 1,5 \dots 3; \quad D_0 = (0,306 \dots 0,612)v^2; \quad (10.5)$$

- для тихоходного элеватора с самотечной разгрузкой

$$B > 3; \quad D_0 \geq 0,6v^2. \quad (10.6)$$

10.2.4. Основные элементы ковшовых элеваторов

1. Тяговые элементы.

Тяговые элементы элеваторов выполняют из прорезиненной ленты или из пластинчатых втулочно-роликовых цепей типа ПВР – для вертикальных элеваторов, или втулочно-катковых цепей типа ПВК и ПВКГ – для наклонных элеваторов.

Прорезиненную ленту (ГОСТ 20–76) применяют, в основном, в быстроходных конвейерах ($v = 0,8 \dots 2,5$ м/с) при небольших производительности и высоте подъёма, ограничиваемых прочностью ленты. Число прокладок в ленте по условию крепления ковшей – не менее четырёх. Ковши к ленте

крепят болтами, имеющими плоские головки с шипами, которые вдавливаются в ленту (рис. 10.3, а, б).

Применяют цепи пластинчатые роликовые (ГОСТ 588–81) с шагом цепи 100...630 мм. Для крепления ковшей на пластинах цепи предусмотрены лапки. При ширине ковшей не более 250 мм применяют одну цепь (см. рис. 10.3, в), а при ширине ковшей более 250 мм – две (см. рис. 10.3, з, д). Ковши к цепям прикрепляют с помощью болтов или заклёпок.

2. Барабаны и звёздочки.

Конструкцию приводного и натяжного барабанов принимают такой же, как для ленточных конвейеров. Натяжной барабан иногда выполняют с решетчатым ободом, чтобы избежать налипания на него липких грузов.

Диаметр (мм) приводного барабана принимают в зависимости от скорости движения и способа разгрузки ковшей с учетом рекомендуемого соотношения

$$D_6 = (125...150)i_n,$$

где i_n – число прокладок ленты.

Диаметр приводного барабана округляют до ближайшего большего или меньшего размера из ряда размеров барабанов по ГОСТу 22644–77. Обычно $D_6 = 250...1250$ мм.

Звёздочки изготавливают литыми из стали 25Л II или из чугуна СЧ 15–32 с обработанными зубьями. Числа зубьев Z_0 звёздочек выбирают из следующего ряда: 6, 8, 10, 12, 13, 14, 16, 20. Диаметр (мм) звёздочек определяют по формуле

$$D = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{z_0}\right)},$$

где t – шаг звёздочки, мм.

3. Натяжные устройства.

В ковшовых элеваторах применяют винтовые и пружинно-винтовые натяжные устройства. Ход натяжного устройства 200...500 мм. В ленточных ковшовых элеваторах применяют также рычажно-грузовое натяжное устройство, автоматически поддерживающее постоянное натяжение ленты, что важно при

наличии фрикционного привода.

4. Загрузочные патрубки нижней секции выполнены с наклонным днищем (угол наклона 45 или 60°) для обеспечения самотечного движения груза к ковшам.

5. Разгрузочные патрубки снабжены боковыми люками для осмотра и очистки барабана и звездочек. Для предохранения ходовой части элеватора от падения при случайном обрыве цепи или ленты предусматриваются на цепных элеваторах – ловители цепи, на ленточных – соединение ковшей по боковым стенкам стальными канатами, которые без натяжения свободно располагаются вдоль ленты, а при обрыве ее исключают падение ходовой части. На натяжных барабанах (или звездочках) элеватора устанавливают реле скорости, которые при обрыве тягового элемента выключают электродвигатель привода.

10.3. Элеваторы для штучных грузов

Для вертикального перемещения штучных и тарных грузов применяют люлечные (рис. 10.5, *а*) и полочные (рис. 10.5, *б*) элеваторы. **Люлечные элеваторы** транспортируют грузы в качающихся люльках и могут разгружаться в любом месте на нисходящей ветви конвейера, а полочные – на полках или других грузонесущих устройствах, неподвижно прикреплённых к цепи. Люльки не опрокидываются, а полки опрокидываются, и это приводит к различию в способах разгрузки.

Люлечный элеватор (рис. 10.5, *а*) состоит из цепей 2, к которым прикреплены люльки 3, свободно качающиеся относительно пальцев узлов крепления цепей. Цепи огибают вверху приводные консольные звездочки 1, а внизу – натяжные звездочки 4. Приводной механизм обеспечивает синхронное движение обеих цепей. Люльки загружаются (вручную или автоматически) на восходящей ветви, а разгружаются – на нисходящей.

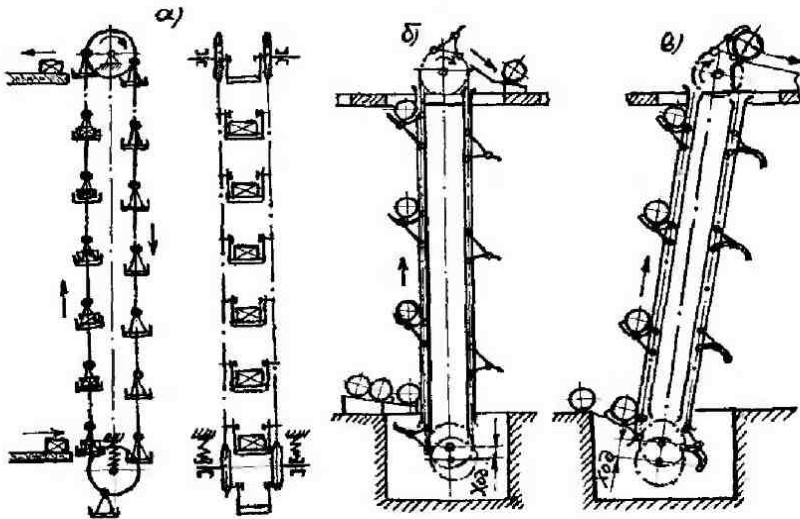


Рис. 10.5. Элеваторы для штучных грузов:

- а* – люлечный; *б* – полочный вертикальный; *в* – полочный наклонный; 1, 4 – верхние и нижние звездочки; 2 – цепь; 3 – люлька; 5 – полка (захват); 6 – подкос; 7 – груз; 8 – скат; 9 – бочка

Люлечные элеваторы имеют грузоподъемность люльки 10... 100 кг. Размеры поднимаемых грузов могут достигать 0,5 x 0,7 м в плане, а скорости подъема – 0,25 м/с. Люлечные элеваторы используются как накопители.

Полочные элеваторы по виду трассы разделяют на вертикальные и наклонные (см. рис. 10.5, б, в). Полки могут быть плоскими или вогнутыми в зависимости от вида транспортируемого груза. Полки состоят из захватов 5 (см. рис. 10.5, б) и подкосов 6, шарнирно прикрепленных к цепям. Такое крепление позволяет цепям беспрепятственно огибать звездочки.

Полки загружаются вручную или автоматически. При автоматической загрузке элеватора бочками последние по скатам 8 поступают к пункту загрузки, причем одна бочка 9

находится в зоне действия захвата 5 (полки), а остальные удерживаются на требуемом расстоянии автоматическим упором. После того как захват с бочкой переместится вверх, автоматическое устройство отпустит в зону загрузки следующую бочку.

Кроме применяемой обычно разгрузки в верхней точке нисходящей ветви, возможна также разгрузка грузов на восходящей ветви путем отклонения полки при помощи дополнительных отклоняющих звездочек.

Захваты-полки выполняют в виде кронштейнов с изогнутой (см. рис. 10.5, б, в) или плоской формой опорной части в зависимости от конфигурации груза. Иногда захваты снабжают специальным поворотным приспособлением, позволяющим разгружать груз в любом месте на восходящей ветви элеватора. Тяговым элементом полочных элеваторов служат пластинчатые втулочные и катковые цепи. Полочные элеваторы имеют малые скорости движения (не более 0,2...0,3 м/с).

10.4. Методика расчета и проектирования элеваторов

Методику расчета и проектирования рассмотрим на примере ковшового элеватора.

Исходные данные: производительность Q , т/ч; высота подъема H , м; физико-механические свойства перемещаемого груза: насыпная плотность ρ , т/м³; максимальный размер куска материала a_{max} , мм; режим и условия работы.

1. Выбор типа ковша, скорости ленты и способа разгрузки.

Ориентировочные данные для выбора скорости v ленты, типа ковша и вида разгрузки элеваторов приведены в табл. 10.1. При необходимости скорость v корректируют, принимая из стандартного ряда скоростей: 0,32; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0 м/с. Находят распределенную (погонную) вместимость ковшей:

$$i_n = \frac{i_k}{t} = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho \cdot \varphi},$$

где φ – коэффициент заполнения ковшей; $\psi = 0,4...0,85$ – выбирается из табл. 10.1.

Ширину b и шаг t ковшей определяют по табл. 10.2 в зависимости от требуемой погонной вместимости ковшей $i_{п}$ и типа ковша.

2. Определение диаметров барабанов.

Для диаметров барабанов должно соблюдаться условие

$$D_{\bar{b}} \geq (125...150)i,$$

где i – число прокладок ленты; $i \geq 4$.

Учитывая данное рекомендуемое соотношение, диаметр $D_{\bar{b}}$ (мм) приводного барабана принимают в зависимости от скорости движения v (м/с) и способа разгрузки ковшей:

а) для высокоскоростного элеватора с центробежной разгрузкой

$$D_{\bar{b}} \leq 0,204v^2;$$

б) для быстроходного элеватора с комбинированной разгрузкой

$$D_{\bar{b}} = 0,245 v^2;$$

в) для среднескоростного элеватора с комбинированной разгрузкой

$$D_{\bar{b}} = 0,306v^2;$$

г) для тихоходного элеватора с самотечной разгрузкой

$$D_{\bar{b}} \geq 0,6 v^2.$$

Расчетный диаметр барабана округляют до ближайшего большего или меньшего размеров в пределах 250... 1250 мм из нормального ряда 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250 мм (ГОСТ 22644–77). Число зубьев звездочки выбирают из ряда 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20.

Проверку обеспеченности выбранного способа разгрузки ковшей проводят по соотношению (10.2):

$$B = \frac{h}{r_{\bar{b}}},$$

а также учитывают формулы (10.3)...(10.6), (10.6).

Если характер разгрузки ковшей не соответствует ранее

назначенному, то необходимо провести корректировку по выбранным ранее диаметру барабана D_6 и скорости v .

Таблица 10.2

Основные параметры ковшей

Ширина ленты В, мм	Ширина ковша b, мм	Шаг расставленных ковшей t_k , мм	Ковши глубокие (тип Г)		Ковши мелкие (тип М)		Шаг сомкнутых ковшей t_m , мм	Ковши остроугольные (тип О)		Ковши скругленные (тип С)	
			i_k , л	i_k/t , л/м	i_k , л	i_k/t , л/м		i_k , л	i_k/t , л/м	i_k , л	i_k/t , л/м
125	100	200	0,2	1,0	0,1	0,5	—	—	—	—	—
150	125	320	0,4	1,3	0,2	0,66	—	—	—	—	—
200	160	320	0,6	2,0	0,35	1,17	160	0,65	4,06	—	—
250	200	400	1,3	3,24	0,75	1,87	200	1,3	6,5	—	—
300	250	400	2,0	5,0	1,4	3,5	200	2,0	10	—	—
400	320	500	4,0	8,0	2,7	5,4	250	4,0	16	6,4	25,6
500	400	500	6,3	12,6	4,2	8,4	320	8,0	25	14	43,7
—	500	630	12	19	—	—	400	7,8	24,4	28	70
—	650	630	16	28,6	—	—	500	—	—	60	120
—	800	800	32	40	—	—	630	—	—	118	187
—	1000	800	45	56,25	—	—	630	—	—	148	235

3. Уточнение линейной емкости ковшей, погонных масс груза и ходовой части элеватора.

Расчетную линейную емкость ковшей $i_{лн}$ окончательно уточняют по стандартному ряду (см. табл. 10.2), устанавливают вместимость ковша i_k и шаг расстановки ковшей t_k . Для

кусковатых грузов ковши проверяют по максимальному размеру типичных кусков a_{max} по условию

$$A_k \geq a_{max} k,$$

где A_k – вылет ковша, мм; k – коэффициент, зависящий от типа груза: для рядовых грузов $k = 2...2,5$; для сортированных $k = 4...5$.

Погонная масса ленты, кг/м:

$$q_l = \rho_l B_l \delta,$$

где $\rho_l = 1100 \text{ кг/м}^3$ – плотность ленты; B_l и δ – соответственно ширина и толщина ленты, м.

$$B_l = (25...150) + b_k,$$

где b_k – ширина ковша, м.

Толщина конвейерной ленты, мм:

$$\delta = i \delta_{пр} + \delta_1 + \delta_2,$$

где i – количество прокладок; $\delta_{пр}$ – толщина прокладки, мм; δ_1 и δ_2 – толщина рабочей и нерабочей обкладок, мм.

Погонная масса ковшей, кг/м:

$$q_{n.k} = \frac{m_k k_k}{t_k},$$

где m_k – масса одного ковша, кг (табл. 10.3); k_k – коэффициент, учитывающий массу крепежных деталей; $k_k = 1,14$.

Таблица 10.3

Масса одного ковша элеватора

Ширина ковша, мм	Толщина стенки, мм	Тип ковша			
		глубокий (Г)	мелкий (М)	остроугольный (О)	скругленный (С)
160	2	0,9	0,7	1,2	–
250	3	3,0	2,0	3,0	–
320	3	4,4	4,1	4,4	–
400	4	9,0	9,0	9,5	15,3
500	4	–	–	14,7	24,7
650	5	–	–	–	45,5

4. Тяговый расчет элеватора.

Тяговый расчет выполняют методом **обхода элеватора по контуру**. При этом вся его трасса условно "разбивается" на прямолинейные (вертикальные или наклонные) и криволинейные участки. Затем выполняются подробные расчеты по определению натяжения ленты в характерных точках трассы и сил сопротивления движению на всех участках.

В соответствии с расчетной схемой (рис. 10.6, а) наименьшее натяжение ленты следует ожидать в точке 1 набегания ленты на натяжной барабан. При этом предварительно принимают $S_1 = S_{\min} = 500 \dots 2000 \text{ Н}$. Для нормального зачерпывания груза необходимо, чтобы $S_{\min} \geq 5qg$.

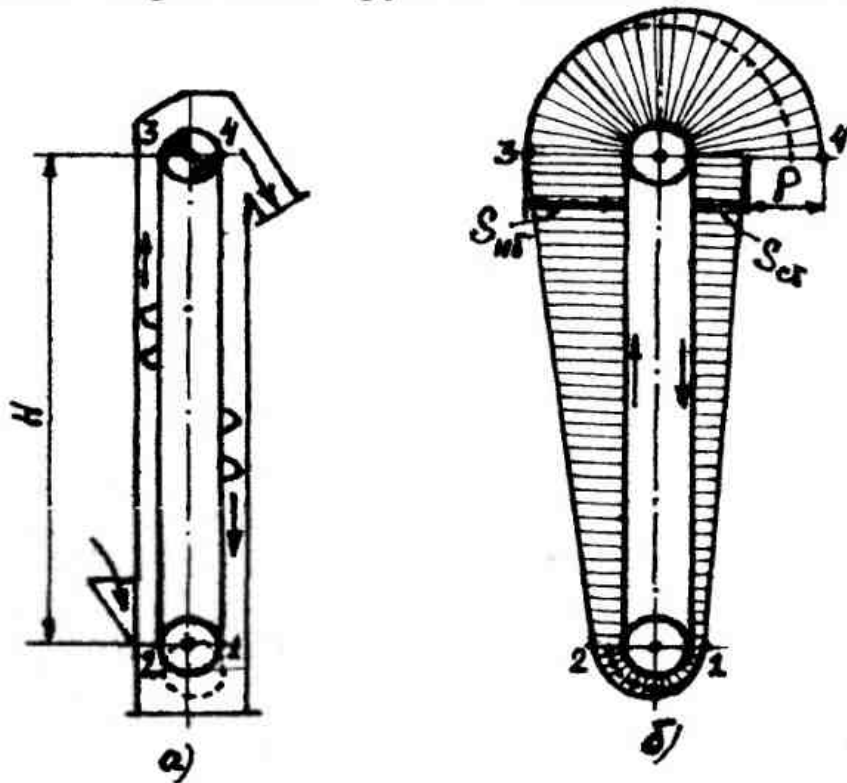


Рис. 10.6. Расчетная схема и диаграмма натяжений тягового элемента вертикального конвейера:

а – расчетная схема; *б* – диаграмма натяжений

Натяжение в точке 2, Н

$$S_2 = k_n S_1 + W_{\text{зач}}$$

где k_n – коэффициент увеличения натяжения тягового

элемента от сопротивления при огибании барабана; $k_{\Pi} = 1,02 \dots 1,06$; $W_{\text{зач}}$ – сопротивление зачерпыванию груза ковшами:

$$W_{\text{зач}} = qg \cdot k_{\text{зач}}.$$

Здесь q – погонная масса груза, кг/м; g – ускорение свободного падения, м/с²; $k_{\text{зач}}$ – коэффициент зачерпывания: $k_{\text{зач}} = 1,25 \dots 2,5$ – для порошкообразных и мелкокусковых грузов; $k_{\text{зач}} = 2 \dots 4$ – для среднекусковых грузов.

Натяжение в точке 3, Н:

$$S_3 = S_{\text{нб}} = S_2 + W_{2-3},$$

где W_{2-3} – сопротивление тягового элемента на участке 2–3 (груженная ветвь), Н:

$$W_{2-3} = (q + q_k) g H,$$

где H – высота подъема груза, м.

Натяжение в точке 4, Н:

$$S_4 = S_{\text{сб}} = S_1 + W_{4-1},$$

где W_{4-1} – сопротивление тягового элемента на участке 4–1 (холостая ветвь), Н:

$$W_{4-1} = q_k g H;$$

здесь q_k – погонная масса ходовой части элеватора, кг/м.

5. Проверка тягового усилия барабана, запаса прочности ленты и среднего давления ленты на барабан.

Тяговое усилие достаточно при соблюдении условия:

$$\frac{S_{\text{нб}}}{S_{\text{сб}}} = \frac{S_3}{S_4} \leq e^{\mu\alpha},$$

где $e^{\mu\alpha}$ – тяговый фактор (табл. 10.4); μ – коэффициент трения ленты о барабан; α – угол обхвата барабана лентой, рад.

Таблица 10.4

Значения тягового фактора $e^{\mu\alpha}$ при $\alpha = \pi$

μ	$e^{\mu\alpha}$	μ	$e^{\mu\alpha}$
0,1	1,37	0,25	2,18
0,12	1,46	0,3	2,56
0,15	1,6	0,35	3,01
0,2	1,87	0,4	3,51

Проверяют фактический коэффициент запаса прочности ленты

$$n = \frac{\sigma_p B \cdot i}{S_3} \geq [n] = 10 \dots 12,$$

где B – ширина ленты, мм; σ_p – максимально допустимая рабочая нагрузка прокладок, Н/мм; i – принятое ранее число тяговых прокладок ленты.

Проверяют среднее давление ленты на барабан, МПа:

$$p_{cp} = \frac{360^\circ (S_{нб} - S_{сб})}{D_b \cdot B \cdot \alpha \cdot \pi} \leq [p],$$

где α – угол обхвата лентой барабана, рад; $[p]$ – допускаемое удельное давление на ленту: $[p] = 0,2 \dots 0,3$ МПа.

Далее строят диаграмму натяжений в ленте (рис. 10.6, б).

6. Определение параметров натяжного устройства.

Необходимое усилие натяжения, прикладываемое к натяжному устройству, Н:

$$P_H = S_1 + S_2.$$

Рабочий ход натяжного устройства, м:

$$l_n \approx (0,02 \dots 0,03) \cdot H,$$

где H – высота подъема груза, м.

7. Выбор элементов привода.

Окружное усилие на барабане, Н:

$$W_o = S_3 - S_4.$$

Установочная мощность двигателя, кВт:

$$N_{уст} = \frac{k_3 W_o v}{1000 \eta},$$

где k_3 – коэффициент запаса мощности; $k_3 = 1,2 \dots 1,25$;
 η – КПД привода, $\eta = 0,85 \dots 0,96$.

По данной мощности из каталога выбирают электродвигатель с номинальными мощностью N_n (кВт) и частотой вращения вала ротора n_n , об/мин.

Частота вращения приводного барабана элеватора, об/мин:

$$n_o = \frac{60v}{\pi D_o};$$

для цепного элеватора, об/мин

$$n_{np} = \frac{60v}{zt},$$

где D_o – диаметр барабана (делительной окружности звездочки), мм; v – скорость тягового элемента, м/с; z – число зубьев приводной звездочки; t – шаг цепи, м.

Необходимое передаточное число редуктора:

$$U = \frac{n_n}{n_o}.$$

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Н·м:

$$M_1 = \frac{k_3 W_o D_o}{2}.$$

Из каталога (по M_1 и U) выбирают редуктор. В приводе предусматривают храповой останов для предохранения от обратного движения ходовой части в случае остановки элеватора [26].

ГЛАВА 11. КОНВЕЙЕРЫ БЕЗ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА

11.1. Общие сведения и классификация

Конвейеры без гибкого тягового элемента (без лент и цепей) предназначены для транспортирования различных типов грузов на сравнительно небольшие расстояния и характеризуются простотой, компактностью и надежностью конструкций.

На рис. 11.1 приведена классификация рассматриваемых конвейеров по конструктивным признакам. Данный принцип классификации наиболее полно отвечает практическим задачам применения и конструирования таких машин и устройств. Не претендуя на полноту, он позволяет учесть многообразие конструктивных решений и дает представление об основных типах и областях применения этих конвейеров.

Все наиболее широко применяемые конвейеры без гибкого тягового элемента разделены на четыре группы: винтовые (шнеки), роликовые (рольганги), инерционные и гравитационные (самотечные) устройства. Винтовые и инерционные конвейеры предназначены для перемещения преимущественно сыпучих, а роликовые – штучных грузов. Гравитационные (самотечные) устройства, у которых отсутствует привод, а перемещение как сыпучих, так и штучных грузов происходит под действием сил тяжести, имеют наиболее простую конструкцию.

11.2. Винтовые конвейеры

11.2.1. Определение и классификация

Винтовыми конвейерами или шнеками называют машины непрерывного действия, предназначенные для транспортирования на небольшие расстояния пылевидных и зернистых насыпных грузов (цемент, известь, гипс, молотая глина и т. п.), а также вязких и тестообразных (бетон, мокрая глина и др.) с помощью винта, вращающегося в жёлобе. Загружаемый материал перемещается вдоль жёлоба аналогично гайке при вращении винта без осевого перемещения его в опорах.

По направлению транспортирования винтовые конвейеры бывают горизонтальные, наклонные (до $15...20^\circ$) и (реже) вертикальные. Последние используют в строительстве для выдачи цемента из построечных инвентарных складов. Дальность транспортирования конвейерами может достигать до 60 м, производительность их – до $200 \text{ м}^3/\text{ч}$.

К преимуществам винтовых конвейеров относят надёжность в эксплуатации, простое обслуживание, компактность, удобство загрузки и разгрузки. Недостатками их являются повышенный расход энергии, крошение транспортируемых грузов, ограниченная длина (до 60 м), необходимость равномерного питания во избежание завала винта грузом.

Вертикальные винтовые конвейеры имеют высоту до 20 м, но, в основном, 5...10 м.

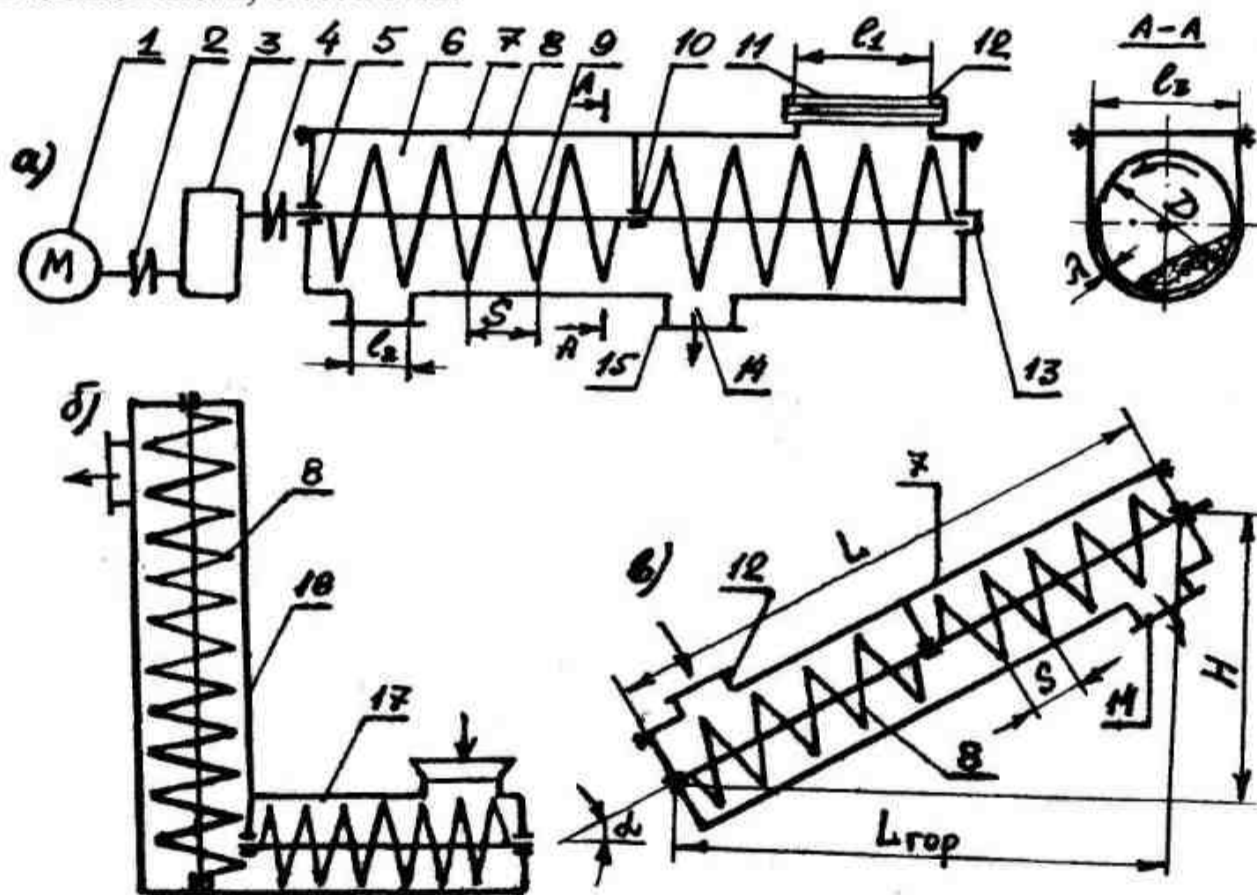


Рис. 11.2. Схемы винтовых конвейеров:

- а – горизонтального; б – вертикального; в – наклонного;
 1 – электродвигатель; 2, 4 – муфты; 3 – редуктор;
 5, 10, 13 – подшипники; 6 – жёлоб; 7 – крышка; 8 – винт; 9 – вал;
 11 – люк; 12 – патрубок; 14 – разгрузочная воронка; 15 – затвор;
 16 – труба; 17 – питатель

11.2.2. Конструкция конвейера

Горизонтальный винтовой конвейер (рис. 11.2, *a*) состоит из архимедова винта 8, расположенного в жёлобе 6, нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра. Вал винта поддерживается двумя концевыми подшипниками 5, 13 и промежуточными подвесными подшипниками 10. Привод конвейера включает электродвигатель 1, редуктор 3 и две муфты 2, 4. В одной из концевых опор винта установлен упорный подшипник 13, воспринимающий продольные усилия в винте. Насыпной груз подается в конце или в середине жёлоба через люк (отверстие) 11 в загрузочном патрубке 12 и перемещается вдоль жёлоба при вращении винта. Разгрузка проводится через одно или несколько воронок (отверстий) в днище 14, снабжённых затворами 15. Жёлоб состоит из отдельных секций длиной 2,5...4 м, изготовленных из листовой стали, толщиной 3...6 мм. Направление движения груза в жёлобе зависит от направления спирали винта (правой или левой) и направления вращения винта.

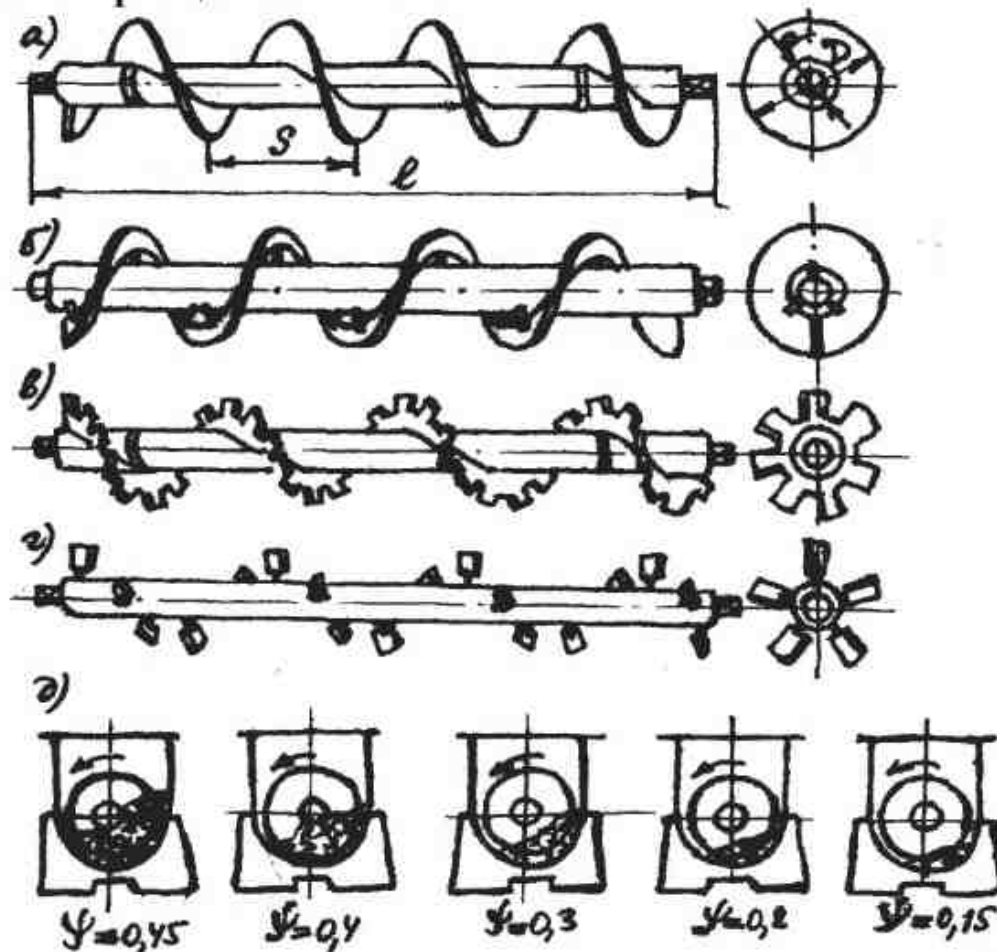


Рис. 11.3. Конструкция винтов:

a – сплошной; *б* – ленточный; *в* – фасонный; *г* – лопастной;
д – степень заполнения сечения желоба для различных грузов

По числу спиралей винты бывают одно-, двух- и трёхзаходные. Производительность многозаходных винтов больше, чем однозаходных.

Винтовые конвейеры выполняют также пологонаклонными (под углом до 20° к горизонту) (рис. 11.2, в), а для транспортирования цемента – крутонаклонными (вертикальными) (рис. 11.2, б). Вертикальные конвейеры получают груз от горизонтальных винтовых питателей, создающих подпор материала. Винт 8 вертикального конвейера расположен в вертикальной трубе 16 и вращается с большой скоростью, увлекая при этом насыпной груз, подаваемый горизонтальным питателем 17. Центробежная сила, возникающая в материале, заполняющем вертикальную трубу, вследствие его вращения, прижимает его к стенкам трубы. В результате этого возникает тангенциальная сила трения, и материал под действием винта начинает совершать восходящее движение, как гайка. Траектория его представляет собой винтовую линию с малым шагом.

Основные параметры винтовых конвейеров общего назначения стандартизованы (ГОСТ 203782); в частности, диаметры D_v винтов выбирают из ряда: 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800 мм. Шаг винта $t = 0,8 D_v$.

Винты по конструкции подразделяют на сплошные (рис. 11.3, а), ленточные (рис. 11.3, б), фасонные (рис. 11.3, в) и лопастные (рис. 11.3, г); их применяют в зависимости от вида транспортируемого насыпного груза. Сплошным винтом транспортируют хорошо сыпучие материалы (цемент, мел, гипс, золу, сухой песок); ленточным винтом – мелкокусковые грузы (гравий, песчаник, известняк); фасонным – тестообразные грузы (глину, бетон, цементный раствор); лопастным – тестообразные грузы с одновременным интенсивным их перемешиванием.

Степень заполнения жёлоба для различных грузов показана на рис. 11.3, д.

Винт конвейера выполнен из трубы, к которой приварены лопасти. В качестве опор винтов применяют подшипники скольжения и качения. Последние требуют надёжных уплотнений.

11.2.3. Основные конструктивные параметры

Поскольку винтовая поверхность в плоскость не раскладывается, обычно к трубчатому валу винта приваривают штампованные лопасти толщиной $\delta = 3 \dots 6$ мм.

Размеры винта (рис. 11.4):

$$e = (D'_e - d'_e) \cdot 0,5;$$

$$\frac{\pi D'_e}{\cos \alpha} = \pi D'_e - 0,5 D'_e \cdot \delta = D'_e (\pi - 0,5 \delta); \quad \alpha = \arctg \left[\frac{t}{\pi D'_e} \right];$$

$$\frac{\pi d'_e}{\cos \beta} = \pi d'_e - 0,5 d'_e \cdot \delta = d'_e (\pi - 0,5 \delta); \quad \beta = \arctg \left[\frac{t}{\pi d'_e} \right].$$

Решая совместно эти уравнения, получаем

$$D'_e = \frac{\left(2e \frac{D'_e}{d'_e} \right) \cos \beta}{\left(\frac{D'_e}{d'_e} \right) \cos \beta - 1}; \quad \delta = \frac{D'_e}{D'_e \cos \alpha} \cdot \frac{\pi}{\pi - 1/2}; \quad d'_e = D'_e - 2e.$$

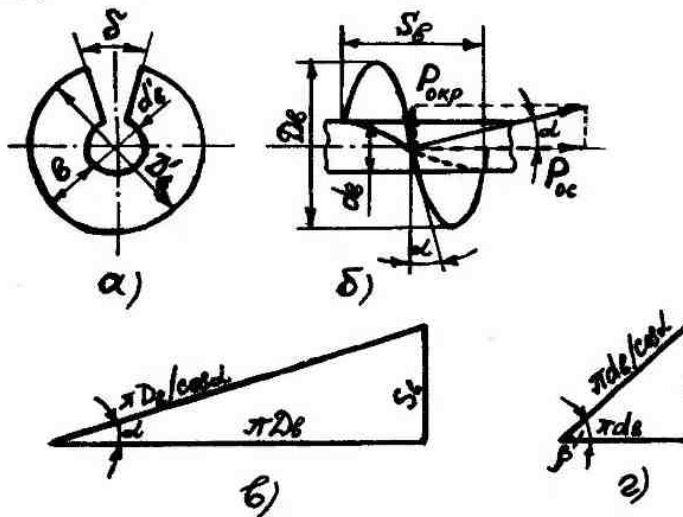


Рис. 11.4. Расчётная схема для определения размеров винтовой лопасти:

а – заготовка лопасти; б – параметры лопасти и действующие на неё усилия; в, г – развёртки витка лопасти и вала винта на плоскости

Зазор между винтом и внутренней поверхностью жёлоба –
 $\lambda = 3 \dots 8$ мм.

Шаг винта:

$$t = \pi D_e \cdot \operatorname{tg} \alpha = \xi \cdot D_e, \quad (11.1)$$

где $\xi = 0.8 \dots 1.0$, что соответствует углу подъёма $\alpha = 14 \dots 18^\circ$.

При перемещении кусковых грузов диаметр винта проверяется на пропускную способность по условию

$$D_{\min} \geq k_k \cdot a_{\max}, \quad (11.2)$$

где a_{\max} – наибольший размер кусков транспортируемого груза; k_k – коэффициент; $k_k = 4$ – для рядовых грузов; $k_k = 12$ – для сортированных.

Для нормальной работы винтового конвейера необходимо определить частоту вращения винта из зависимости

$$n_e = \frac{k}{\sqrt{D}},$$

где k – коэффициент, зависящий от характера груза: $k = 65 \dots 50$ – для лёгкого неабразивного и малоабразивного; $k = 45$ – для тяжёлого малоабразивного; $k = 30$ – для тяжёлого абразивного груза.

Частота вращения винта $n_b \leq 150$ об/мин – для лёгких сыпучих грузов; $n_b \leq 100$ об/мин – для кусковых; $n_b \leq 50$ об/мин – для тяжёлых и тестообразных.

Коэффициент наполнения жёлоба ψ зависит от характера сыпучих грузов (см. рис. 11.3, д): лёгкие грузы малоабразивные и неабразивные $\psi = 0,3 \dots 0,45$; тяжёлые малоабразивные кусковые грузы $\psi = 0,25 \dots 0,4$; тяжёлые абразивные и мокрые материалы $\psi = 0,15 \dots 0,3$.

11.2.4. Методика расчёта винтовых конвейеров

Исходные данные: расчётная производительность Q , т/ч; длина конвейера L , м; транспортируемый груз с насыпной плотностью ρ , т/м³; угол наклона β , град.

1. Необходимый диаметр винта D_b , м:

$$D_e = 0,275 \sqrt[3]{\frac{Q}{K_D \cdot n_e \cdot \psi \cdot \rho \cdot k_\beta}},$$

где Q – расчётная производительность, т/ч; K_D – коэффициент отношения шага винта к его диаметру: $K_D = 0,8$ – для абразивных материалов; $K_D = 1,0$ – для неабразивных; n_e – частота вращения винта, об/мин; предварительно принимается по рекомендациям § 11.2.3, затем проверяется по формуле $n_e = k/\sqrt{D}$ и согласовывается с ГОСТом 2037–82 ($n_e = 6; 7,5; 9,5; 11,8; 15; 19; 23,6; 30; 37,5; 47,5; 60; 75; 95; 118; 150; 190$ об/мин); ψ – коэффициент заполнения жёлоба; ρ – насыпная плотность груза, т/м³; k_β – коэффициент уменьшения производительности в зависимости от угла наклона конвейера:

β°	0	5	10	15	20
k_β	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Диаметр винта D_b проверяют по формуле (11.2).

2. Необходимая мощность на валу винта, кВт:

$$N_o = 0,0027Q(L_T \cdot w \pm H),$$

где L_T – длина горизонтальной проекции конвейера, м; H – высота подъёма (плюс) или опускания (минус) груза, м; w – коэффициент сопротивления перемещению груза (выбирается по таблицам из, [6; 18]).

3. Мощность двигателя для привода винтового конвейера:

$$N = \frac{kN_o}{\eta},$$

где $k = 1,25$ – коэффициент запаса; N_o – расчётная мощность на приводном валу конвейера; η – КПД передач от двигателя к приводному валу; $\eta = 0,85$.

По каталогу выбирают электродвигатель с номинальной мощностью $N_{дв.}$ кВт и частотой вращения вала ротора $n_{дв.}$, об/мин.

4. Необходимое передаточное число между валом двигателя и валом винта:

$$U = n_{дв.} / n_{в.}$$

По каталогу выбирают редуктор с $U_p \approx U$.

5. Уточняют кинематическую схему привода конвейера и определяют его фактическое передаточное число $U_{ф.}$

6. Фактическая частота вращения винта, об/мин:

$$n_{в.ср} = n_{дв.} U_{ф.}$$

где $n_{дв.}$ – частота вращения вала двигателя, об/мин;
 $U_{ф.}$ – фактическое передаточное число привода.

7) Фактическая производительность конвейера, т/ч

$$Q_{ф.} = 47 \cdot D_{в.}^2 S \psi \cdot n_{в.ср} \rho k_{\beta},$$

где S – ход винта, м: при однозаходном винте $S = t$ (t – шаг винта), при двухзаходном винте $S = 2t$; $t = \xi \cdot D_{в.}$ [см. (11.1)];
 $D_{в.}$ – диаметр винта, м.

8. Вращающий момент на валу винта, Нм:

$$T_{в.} = 9550 N_{о.} n_{ф.}$$

9. Осевое усилие на винт, Н:

$$P_{ос.} = \frac{2T_{в.}}{kD_{в.} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)},$$

где k – коэффициент, учитывающий, что сила приложена на среднем диаметре винта: $k = 0,7 \dots 0,8$; $D_{в.}$ – диаметр винта, м;
 α – угол подъёма винтовой линии винта; ρ – угол трения груза о винт, град.

10. Поперечная (радиальная) сила, действующая на вал винта, Н:

$$P_r = P_{ос.} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \ell_o / L,$$

где l_0 – расстояние между опорами (подвесными подшипниками).

11. Предварительный диаметр вала винта, мм:

$$d'_e \approx (0,35 \dots 0,1) D_e.$$

12. Приведённый момент от совместного действия на вал винта изгибающих и крутящих моментов, Нм:

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + M_{oc}^2 + T_e^2},$$

где $M_u = q_m l_0^2 / 8$; $q_m = 800 D_e$; Н/м – погонная масса вращающихся частей винта, т/м; $M_{oc} = P_{oc} \cdot D_b / 2$, Нм; T_e – в Нм.

13. Уточнённый диаметр вала винта, мм:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1[\sigma]_u}},$$

где $[\sigma]_u$ – допускаемое напряжение на изгиб для материала вала винта, Н/м².

14. Величина прогиба вала винта, мм:

$$f = \frac{l_0^3 \sqrt{P_{oc}^2 + P_r^2}}{48 E J_{np}} \leq [f],$$

где $[f]$ – допустимый прогиб вала винта, мм; $[f] = 0,4 \lambda$; λ – зазор между винтом и жёлобом; $\lambda = 3 \dots 8$ мм.

11.3. Вращающиеся транспортирующие трубы

Транспортирующие трубы предназначены для перемещения насыпных грузов. Их разделяют на винтовые и гладкостенные. Винтовые трубы перемещают насыпной груз с помощью винтовых ленточных спиралей, приваренных к внутренней поверхности трубы. Гладкостенные трубы не имеют

спиралей; они бывают сплошного и поверхностного движения. У первых насыпной груз течёт сплошным потоком, перемещаясь как монолитное тело относительно стенок вращающейся трубы. У вторых течение частиц груза происходит только по его свободной поверхности, имеющей пологий откос вниз – в направлении транспортирования. Транспортирующие трубы – технологические машины. Их применяют для перемещения насыпных грузов с одновременным выполнением технологических операций – охлаждения, сушки, увлажнения, перемешивания, обжига, агломерации и т. д.

Винтовая транспортирующая труба 4 (рис. 11.5, а) имеет внутри винтовые спиральные ребра 3 и опирается на парные ролики 9 прикреплёнными к ней кольцевыми бандажами 2. Осевое смещение трубы предотвращается роликами 6, установленными на раме 10. Труба медленно вращается от электропривода 7. Транспортируемый материал 8 подаётся в трубу через загрузочное устройство 1 и перемещается к разгрузочному устройству 5, ссыпаясь под действием собственного веса по вращающимся винтовым желобам, образуемым спиральными рёбрами 3 и стенками трубы.

Гладкостенные транспортирующие трубы по конструктивному исполнению аналогичны винтовым, но не имеют внутри винтовых рёбер (рис. 11.5, б).

Достоинства транспортирующих труб: простота и надёжность конструкции, большая производительность и длина транспортирования. Недостатки: большая металлоёмкость и габаритные размеры, повышенный расход энергии, небольшой срок службы транспортирующей трубы при перемещении абразивных грузов.

Производительность (т/ч) транспортирующей трубы вычисляют по формуле

$$Q = 0,9\pi \cdot \psi \cdot D^2 \cdot v \cdot \rho,$$

где D – внутренний диаметр трубы, м; $\psi = 0,2 \dots 0,3$ – коэффициент ее заполнения; v – скорость перемещения материала, м/с.

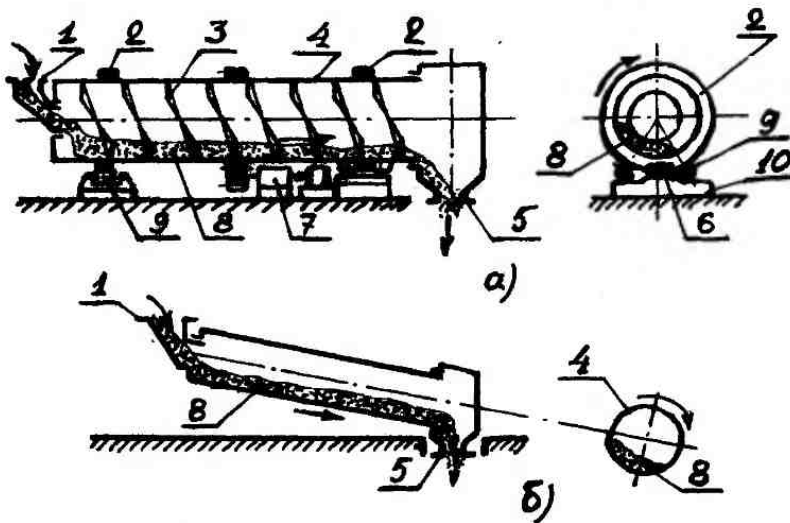


Рис. 11.5. Вращающиеся транспортирующие трубы:
 а – винтовая; б – гладкостенная; 1 – загрузочное устройство;
 2 – бандаж; 3 – винтовые стиральные рёбра; 4 – труба;
 5 – разгрузочное устройство; 6 – ролик; 7 – привод;
 8 – транспортируемый материал; 9 – каток; 10 – рама

Частота вращения трубы, об/мин:

$$n = \frac{(20 \dots 30)}{\sqrt{D}},$$

где D измеряется в метрах (м).

Скорость перемещения материала, м/с:

$$v = t \cdot \omega / (2\pi),$$

где t – шаг винтовой линии, м; ($t = 0,5 D$); ω – угловая скорость вращения трубы, 1/с.

Реакция на опорный ролик, Н:

$$R = (G + G_0) / (2z_p \cdot \cos \alpha_0),$$

где G , G_0 – вес соответственно трубы и груза, кг; z_p – число двухроликовых опор; α_0 – угол установки роликов, град.

Крутящий момент, необходимый для преодоления

сопротивления опорных роликов, Нм:

$$M_I = R \cdot z_p \cdot D_\sigma \cdot \omega,$$

где D_σ – диаметр опорного банджа, м; ω – коэффициент сопротивления подшипников ролика; $\omega = 0,25 \dots 0,35$.

Сила трения груза о стенки трубы, Н:

$$F_{mp} = G_o \cdot f \cdot \cos \alpha_e,$$

где $G_o = mg$ – вес груза в трубе, кг; f – коэффициент трения груза о ее стенки; $f = tg \alpha_B$; α_B – угол наклона спирального ребра.

Момент силы трения, Нм:

$$M_2 = \frac{F_{mp} D_1}{2} = G_o \frac{D_1}{2} \sin \alpha_e,$$

где D_1 – наружный диаметр трубы, м.

Мощность привода, кВт :

$$N = (M_1 + M_2) \omega - \frac{QH}{367},$$

где H – высота подъема груза, м.

11.4. Роликовые конвейеры

11.4.1. Общие сведения и классификация

Роликовыми конвейерами или **рольгангами** называют транспортирующие устройства для разнообразных массовых штучных грузов, которые могут перемещаться по стационарным вращающимся роликам или дискам. Необходимым условием транспортирования является наличие у грузов основания с гладкой опорной плоскостью или прямолинейных ребёр (для труб – образующих). Роликовые конвейеры разделяют на *приводные* и *неприводные*. У неприводных конвейеров груз движется под действием непосредственно приложенной к нему движущей силы при небольшом уклоне роликового настила. У

приводных конвейеров груз перемещается под действием сил сцепления с вращающимися опорными роликами от группового или индивидуального приводного устройства. Расстояние между осями роликов должно быть таким, чтобы груз всегда лежал не менее чем на двух роликах. Поэтому на практике принимают шаг роликов не более $1/3$ длины груза.

Роликовые конвейеры используют в качестве средства межоперационного внутрицехового транспорта, а также для погрузочно-разгрузочных и складских работ. Элементы роликовых конвейеров часто применяют в виде составных частей во многих погрузочных и перегрузочных устройствах, в пакетоформирующих машинах, технологических линиях на приёме и выдаче штучных грузов в сочетании с другими подъёмно-транспортными машинами и технологическим оборудованием.

11.4.2. Конструктивные особенности

Стационарные неприводные роликовые конвейеры (рис. 11.6, а) общего назначения (ГОСТ 8324–71) состоят из секций с роликами длиной 160...1200 мм, диаметром 40...155 мм и шагом роликов 50...630 мм. Радиусы поворотных (криволинейных) секций от 400 до 4000 мм. Типоразмер конвейера принимается в зависимости от нагрузки на ролик и габаритов перемещаемого груза.

Расчётную нагрузку на ролик G (Н) принимают в зависимости от соотношения между длиной груза $l_{гр}$ и шагом роликов l_p :

$F = 0,5G$ при $2l_p < l_{гр} < 3l_p$; $F = 0,33G$ при $3l_p < l_{гр} < 4l_p$; $F = 0,25G$ при $4l_p < l_{гр} < 5l_p$.

У передвижных роликовых конвейеров секции монтируют на колёсах (рис. 11.6, д), а для регулирования угла наклона стойки выполняют выдвигными.

Во многих случаях вместо цилиндрических применяют дисковые ролики, устанавливаемые на специальных шарикоподшипниках на неподвижных осях. Такие дисковые конвейеры делают переносными.

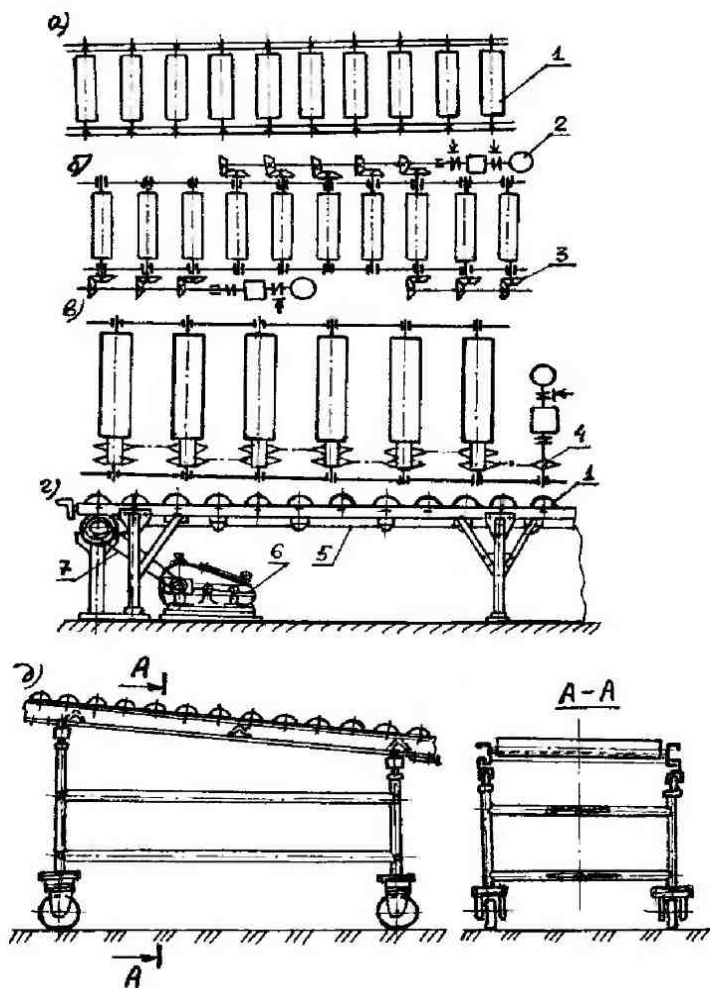


Рис. 11.6. Схемы роликовых конвейеров:

а – неприводной стационарный; *б, в, г* – приводные, соответственно с конической зубчатой, цепной и ременной передачами; *д* – неприводной передвижной; 1 – ролик; 2 – привод; 3 – коническая зубчатая передача; 4 – цепная передача; 5 – ременная передача; 6 – редуктор; 7 – цепная передача

Переносные дисковые конвейеры имеют ширину 160, 250, 400 и 650 мм. Шаг дисков в продольном направлении конвейера – 40, 80 и 160 мм; шаг дисков в поперечном направлении составляет (0,5...1,0) шага дисков в продольном направлении.

Неприводные роликовые конвейеры допускают пересечения и разветвления, на которых специальные переходные секции можно переставлять подобно стрелке рельсовых путей. На пересечениях специальная секция конвейера монтируется на поворотном круге и может располагаться продольной осью по длине одного или другого конвейера.

Приводные роликовые конвейеры широко распространены в металлургической и деревообрабатывающей промышленности, в заготовительных цехах, на складах и линиях с другими конвейерами или с технологическим оборудованием (окрасочным, сушильным, охладительным и т. д.). С помощью этих конвейеров возможно транспортирование грузов на подъём от 5 до 6°. Передвижение груза осуществляется силами сцепления роликов с грузом (аналогично сцеплению колёс с рельсом).

Приводные роликовые конвейеры бывают с групповым и индивидуальным приводами роликов. Привод может быть индивидуальным на каждый ролик (в тяжёлых условиях работы) или один на группу роликов. В последнем случае предусматривают устройства для передачи вращения каждому ролику (цепь, канат, ремень, ряд зубчатых колёс и т. п.).

На рис. 11.6, б показана схема привода с помощью продольного вала и конических передач, установленных на консольных концах валов роликов. Валы вращаются во внешних подшипниках. Конвейеры этого типа, приспособленные для тяжёлых условий работы, нередко выполняются реверсивными. На рис. 11.6, в показана схема привода с помощью коротких приводных цепей, соединяющих по два ролика, для чего на концах роликов насажены по две цепные звёздочки. На рис. 11.6, г показан привод от ременной передачи: под роликами 1 устанавливают лёгкий ленточный конвейер 5 с приводом от электродвигателя через редуктор 6 и цепную передачу 7. Верхняя ветвь ленты прижимается к роликам и при движении

вращает их.

Для обеспечения движения груза под действием собственного веса по неприводным роликам (рис. 11.7, а) неприводные (гравитационные) конвейеры устанавливают под углом $2...7^\circ$ к горизонтали. Скорость движения груза в конце конвейера зависит от угла наклона, характера груза, коэффициента трения и не должна превышать допустимых пределов с точки зрения сохранности грузов и безопасности работы. С целью экономии производственных площадей при большой высоте спуска груза применяют роликовые винтовые спуски.

Шаг роликов выбирают из условия (рис. 11.7, б)

$$t \leq \frac{l_{\min}}{2}$$

По конструкции ролики бывают (рис. 11.7): цилиндрические (в), двухконусные (для цилиндрических грузов) (з), конусные (д) (для поворотных участков конвейера). Изготавливают ролики из толстостенных труб, а ролики тяжёлого типа выполняют коваными.

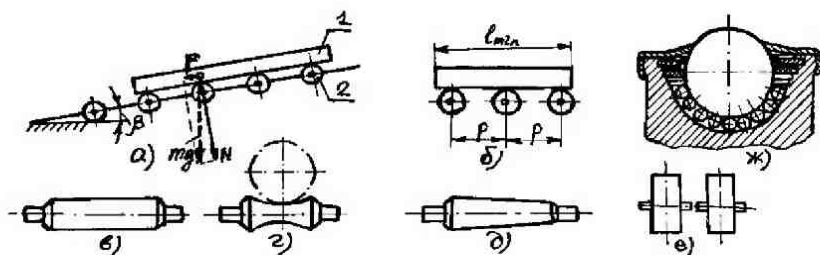


Рис. 11.7. Опорные элементы роликовых конвейеров:
 а – гравитационный роликовый спуск; б – схема для выбора шага роликов; в, з, д, е – ролики, соответственно цилиндрические, двухконусные, конусные, дисковые; ж – шаровая опора;
 1 – груз; 2 – ролик

В дисковых конвейерах, применяемых для транспортировки лёгких грузов с небольшой опорной плоскостью, используют

дисковые ролики (рис. 11.7, е). Изготавливают их с закладными шариками. Кольца дисков соединяют вальцовкой или точечной сваркой.

Трасса роликовых конвейеров в плане имеет прямолинейные и криволинейные участки. Для передвижения груза с плоским основанием в любом направлении по горизонтали применяют распределительные столы. На данных столах применяют вращающиеся в штампованных гнездах шары, установленные на мелких шариках (рис. 11.7, ж).

11.4.3. Методика расчета роликовых конвейеров

1. Производительность конвейера, т/ч:

$$Q = \frac{3,6 \cdot v \cdot m}{t_r},$$

где v – скорость движения груза, м/с; m – масса одного груза, кг; t_r – шаг расположения груза на конвейере, м.

2. Штучная производительность конвейера, шт./ч:

$$Z = 1000 Q / m.$$

3. Число грузов, одновременно находящихся на конвейере, шт.:

$$n = \frac{ZL}{3600 \cdot v} \geq 1,$$

где L – длина конвейера, м.

4. Соппротивление движению одного груза на неприводном горизонтальном конвейере, Н:

$$W_o = \left[m \frac{2\mu}{D} + (m + m_p z_{rp}) f \frac{d}{D} \right] g + k \frac{m_p z v^2}{L},$$

где μ – коэффициент трения качения груза по роликам (зависит от материала груза): для строительных деталей $\mu \approx 0,001$ м; для металлических деталей $\mu \approx 0,0005$ м; D – диаметр ролика (табл. 11.1), м; m_p – масса одного ролика (табл. 11.2), кг; z_{rp} – число роликов, на которых лежит груз [см. (11.3)]; f – коэффициент трения в цапфе ролика (табл. 11.3); d – диаметр цапфы ролика, м; $d \approx (0,2 \dots 0,25)D$; k – коэффициент,

учитывающий распределение массы вращающейся части ролика по его поперечному сечению: $k = 0,8 \dots 0,9$; z – число роликов в конвейере; L – длина пути перемещения груза (длина конвейера), м.

5. Число роликов, на которых лежит груз, шт.:

$$z_{zp} = \frac{l_r}{t_p} \quad (11.3)$$

При дробном z_{zp} его принимают ближайшим большим целым.

6. Коэффициент сопротивления движению груза на конвейере:

$$\omega = \frac{W}{mg}$$

7. Необходимый угол наклона β гравитационного конвейера определяют из условия:

$$tg \beta > \omega.$$

8. Сопротивление движению всех грузов, одновременно находящихся на приводном конвейере, H :

$$W = mg \cdot n \left[\left(\frac{2\mu}{D} + \frac{fd}{D} \right) \cos \beta \pm \sin \beta \right] + m_p g z \frac{fd}{D}.$$

Знак "+" перед $\sin \beta$ принимается при движении груза вверх, а знак "-" при движении груза вниз.

Таблица 11.1

Расчётная (статическая) нагрузка на ролик и размеры роликовых неприводных конвейеров (ГОСТ 8324–71)

Диаметр ролика D, мм	Статическая нагрузка, Н, на ролик при длине ролика, мм									
	160	200	250	320	400	500	650	800	1000	1200
42	980	930	980	980	980	784	588	-	-	-
60	-	2940	2940	1960	1960	1568	980	980	-	-
76	-	4900	4900	4900	4900	4900	3920	3920	2940	-
108	-	-	-	9800	9800	9800	9800	9800	7840	7840
159	-	-	-	19600	19600	19600	19600	19600	19600	15680

Таблица 11.2
 Масса роликов неприводных роликовых конвейеров

Диаметр ролика D_r , мм	Статическая нагрузка, N , на ролик при длине ролика, мм									
	160	200	250	320	400	500	650	800	1000	1200
42	1,1	1,3	1,5	1,8	2,2	2,7	3,5	—	—	—
60	-	2,1	2,4	2,8	3,2	4,3	4,8	5,3	—	—
76	-	3,2	3,7	4,5	5,2	6,0	7,5	9,0	11	—
108	-	-	8,0	9,2	13,2	14,2	18	21	25	30
159	-	-	-	19,2	22	25	30	34	40	46

9. Мощность двигателя приводного конвейера, кВт:

$$N = \frac{Wv}{10^3 \eta},$$

где η – к.п.д. передач от двигателя к роликам.

10. Наибольший крутящий момент, передающийся на один ролик приводного конвейера, Нм:

$$T = \left(\frac{k_1 m}{z_{cp}} + m_p \right) g \cdot f \cdot \frac{d}{2},$$

где k_1 – коэффициент неравномерности распределения груза на ролики: $k_1 = 1,15 \dots 1,2$.

Таблица 11.3
 Значение коэффициента трения f в цапфах роликов

Условия работы конвейера	Подшипники	
	качения	скольжения
Хорошие	0,03	0,15
Средние	0,04	0,2
Тяжёлые	0,06	0,25

11.5. Инерционные конвейеры

Инерционным конвейером называется машина непрерывного транспорта без тягового элемента, представляющая собой подвешенный или опирающийся на неподвижную раму жёлоб (трубу), который совершает

колебательные движения для перемещения груза, находящегося в жёлобе (трубе).

По принципу действия инерционные конвейеры делятся на *вибрационные* и *качающиеся*. Перемещение груза в них происходит под действием *сил инерции*.

В вибрационном конвейере жёлоб совершает колебания с высокой частотой $\nu = 400 \dots 3000$ кол./мин, и груз перемещается микроскачками с малой амплитудой $a = 0,5 \dots 0,15$ мм. В качающемся конвейере амплитуда значительно больше ($a = 10 \dots 150$ мм), а частота колебаний – меньше ($\nu = 40 \dots 400$ кол./мин). Отличие между вибрационным и качающимся конвейерами заключается в характере перемещения груза: в первом груз отрывается от дна жёлоба и совершает микрополёт, во втором – скользит по жёлобу.

В настоящее время наибольшее распространение получили вибрационные конвейеры. Благодаря режиму работы с подбрасыванием частиц груза, жёлоба этих конвейеров мало изнашиваются при транспортировании даже сильно абразивных грузов. Они отличаются небольшим расходом энергии, возможностью создания уравновешенных конвейеров, не передающих колебаний на фундамент.

Вибрационные конвейеры применяют в горной, химической и металлургической промышленности, промышленности строительных материалов, машино- и приборостроении, для транспортирования сыпучих (от пылевидных до крупнокусковых) и штучных грузов.

Качающиеся конвейеры находят применение при транспортировании горелой выбитой земли и мелких отливок, при доставке продуктов с повышенной хрупкостью или плохой воздухопроницаемостью (например, муки). Существенными недостатками таких конвейеров являются: быстрый износ жёлоба и других деталей из-за трения груза; недостаточная надёжность.

Вибрационные конвейеры транспортируют грузы в

горизонтальном, пологонаклонном и вертикальном (по винтовому жёлобу) направлениях. Длина конвейера обычно не превышает 60 м, производительность – 400 м³/ч. Максимальная скорость транспортирования 0,6 м/с – для кусковых, 0,2 м/с – для пылевидных грузов. Угол наклона (подъёма) жёлоба не превышает 12°.

11.6. Качающиеся конвейеры

11.6.1. Конструктивные особенности и принцип работы

Различают качающиеся конвейеры с постоянным и переменным давлением груза на жёлоб.

Конвейер с постоянным давлением груза на жёлоб состоит (рис. 11.8, а) из жёлоба 1, опорных катков 3 и двухкривошипного привода (рис. 11.8, б). Привод состоит из шатуна 2, коленчатого вала 8, соединительной планки 7, кривошипа 6, клиноремённой передачи 5, электродвигателя 4 и маховика 9.

Жёлоб совершает прямолинейное возвратно-поступательное движение в горизонтальной плоскости с различными скоростью и ускорением при прямом и обратном ходе. При движении вперёд груз движется вместе с жёлобом, при обратном ходе жёлоба груз по инерции продолжает движение вперёд, скользя по жёлобу. При этом груз не отрывается от жёлоба (не подбрасывается). Давление на жёлоб постоянно и равно силе тяжести груза.

Конвейер с переменным давлением груза (рис. 11.8, в) состоит из жёлоба 1, который с помощью упругих стоек 11, расположенных под углом 20...30° к вертикали, закреплён на опорной раме 10. Колебательное движение жёлоба проводится приводом (рис. 11.8, в), включающим шатун 2, коленчатый вал 8, маховик 9, клиноремённую передачу 5 и двигатель 4.

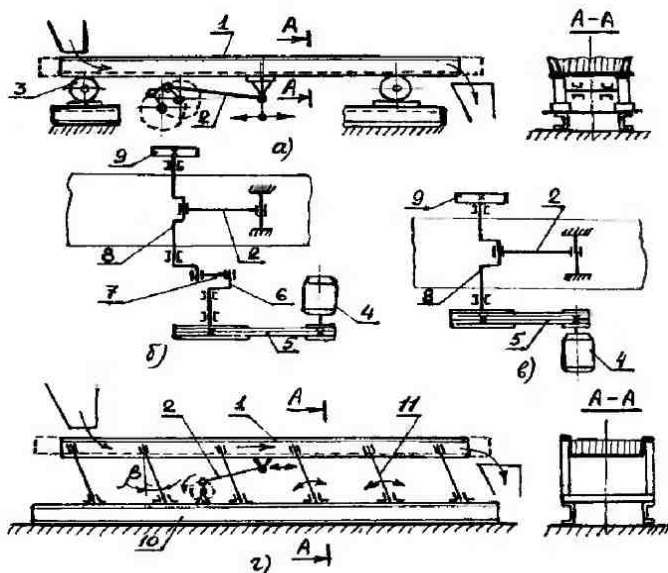


Рис. 11.8. Качающиеся конвейеры:

а, г – соответственно с постоянным и с переменным давлением груза на жёлоб; б, в – схемы их приводов; 1 – жёлоб; 2 – шатун; 3 – опорный каток; 4 – электродвигатель; 5 – клиноремённая передача; 6 – кривошип; 7 – соединительная планка; 8 – коленчатый вал; 9 – маховик; 10 – опорная рама; 11 – стойка упругая

Кривошип 2 вращается с постоянной угловой скоростью и сообщает жёлобу возвратно-поступательное движение одинакового характера для прямого и обратного ходов в направлении, перпендикулярном опорным стойкам. При движении вперёд жёлоб немного приподнимается, а при движении назад – соответственно опускается. При этом давление на дно жёлоба равно алгебраической сумме сил тяжести груза и вертикальной составляющей силы инерции. Таким образом, давление груза на дно жёлоба при прямом ходе больше, и груз движется вместе с жёлобом; при обратном ходе – меньше, и груз скользит по жёлобу с переменной скоростью.

11.6.2. Основы расчета качающихся конвейеров

Согласно диаграмме изменения параметров для конвейера с постоянным давлением груза на желоб (рис. 11.9, а), процесс перемещения груза состоит из отдельных этапов. В период времени t_1 прямого хода желоба находящийся в нём груз движется вместе с ним без скольжения. Начиная от точки А, груз по инерции продолжает двигаться вперёд с некоторым замедлением даже и при обратном ходе желоба, который как бы выскользывает из-под груза. На участке В – С груз скользит по желобу назад, а на участке С – Д движется назад вместе с желобом.

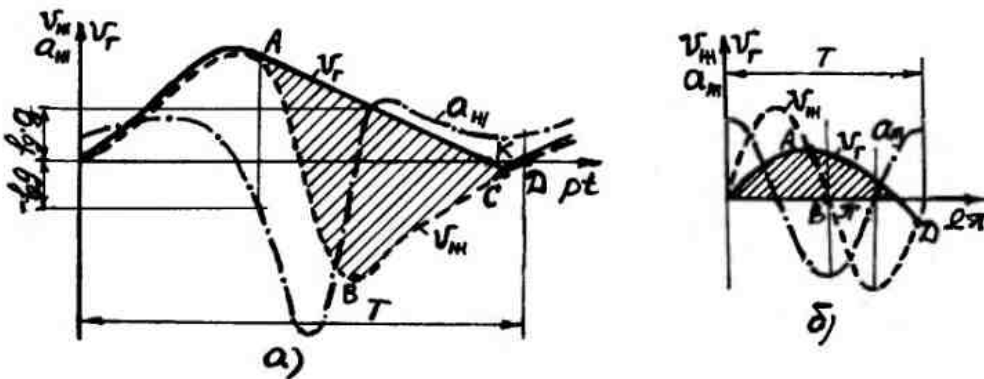


Рис. 11.9. Диаграммы изменения параметров для конвейера с давлением груза на желоб:

а – постоянным; *б* – переменным; $v_{жс}$ – скорость желоба;
 v_z – скорость груза; $a_{жс}$ – ускорение желоба

Груз движется вперёд в течение времени $t_1 + t_2$ и назад – в течение небольшого промежутка времени $t_3 + t_4$. Груз будет скользить по желобу вперёд при условии $a_{жс} > f_d \cdot g$, где f_d – коэффициент трения груза по желобу в движении.

Средняя скорость движения груза по горизонтальному желобу, м/с:

$$v_{z,ср} = S \cdot n_{кр} / 60, \quad (11.4)$$

где S – путь (м), проходимый грузом за один оборот вала кривошипа, определяемый по диаграмме скорости (см. рис. 11.9, а),

и равный заштрихованной площади фигуры АСВА, ограниченной кривой скорости и абсциссой времени:

$$S = \mu_v \cdot \mu_t \cdot F, \quad (11.5)$$

где F – площадь фигуры АСВА, мм²; μ_v и μ_t – масштабные коэффициенты скоростей и времени, м/(с·мм), с/мм; $n_{кр}$ – частота вращения приводного вала, мин⁻¹.

Радиус ведущего кривошипа, a , следовательно, и амплитуду колебания жёлоба принимают $r = a = 50 \dots 150$ мм; частота вращения ведущего вала (частота колебаний) – $40 \dots 50$ мин⁻¹.

В конвейерах с переменным давлением груза на дно жёлоба для обеспечения перемещения груза вперёд при прямом и обратном ходе ускорение жёлоба $a_{ж}$ (см. рис. 11.9, б) выбирается таким образом, чтобы: а) груз не отрывался от жёлоба и б) сила инерции груза в период замедления прямого хода жёлоба (участок АВ) была больше силы трения груза о жёлоб и обеспечила бы грузу движение вперёд также и при обратном ходе жёлоба.

Первое условие обеспечивается при

$$\frac{n_{кр}^2 \cdot a}{90} \sin \beta < g, \quad (11.6)$$

второе – при

$$\frac{n_{кр}^2 \cdot a}{90} > \frac{f_o g}{\cos \beta - f_o \sin \beta}, \quad (11.7)$$

где $n_{кр}$ – частота вращения кривошипа, мин⁻¹ (рекомендуется $n_{кр} = 300 \dots 400$ мин⁻¹); a – амплитуда колебаний жёлоба, равная радиусу кривошипа, м: $a = r = 10 \dots 20$ мм.

При соблюдении этих условий груз будет двигаться вперёд со скоростью v_r отдельно от жёлоба. Средняя скорость движения груза в горизонтальном жёлобе, м/с:

$$v_r = 0,21 \cdot n_{кр} \cdot a \cdot f_g \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (11.8)$$

где f_g – коэффициент трения груза о дно жёлоба в движении (для угля и руды $f_g = 0,35$).

11.6.3. Методика расчета качающихся конвейеров

Для расчета качающихся конвейеров должны быть заданы производительность Q , т/ч; характеристика транспортируемого материала; длина конвейера L (м) и угол φ (град) его наклона к горизонту.

Расчёт конвейера с постоянным давлением груза на дно жёлоба:

1) выбирают радиус ведущего кривошипа в пределах $r = 50 \dots 150$ мм;

2) выбирают частоту вращения ведущего вала $n = 40 \dots 50$ мин⁻¹;

3) строят диаграммы скоростей и ускорений жёлоба и скорости груза за один оборот ведущего вала кривошипа (см. рис. 11.9, а);

4) по формуле (11.4) определяют среднюю скорость движения груза $v_{ср}$;

При этом путь, проходимый за один оборот кривошипа, определяют по формуле (11.5).

5) по заданной производительности Q находят требуемую площадь сечения груза в жёлобе, м²:

$$F = \frac{Q}{3,6 \cdot v_{ср} \rho}, \quad (11.9)$$

где ρ – насыпная плотность груза, т/м³;

6) находят требуемую ширину жёлоба, м:

$$B = \frac{F}{h}, \quad (11.10)$$

где h – высота слоя груза (в среднем $h = 50 \dots 100$ мм):
 $h = h_{\delta} \cdot \psi$; h_{δ} – высота борта; ψ – коэффициент заполнения сечения; для качающихся конвейеров $\psi = 0,5 \dots 0,6$;

7) определяют необходимую мощность приводного двигателя, кВт:

$$N = 1,4 \cdot 10^{-4} (m_k + m_r) g,$$

где m_k – общая масса движущихся частей конвейера, включая 0,67 массы шатуна и 0,25 массы опорных катков, кг;

m_r – масса груза, находящегося на конвейере, кг: $m_r = q_r \cdot L$; L – длина конвейера, м; q_r – погонная масса груза, кг/м: $q_r = F \cdot \rho$, где F – см. (11.9).

8) находят максимальную нагрузку на шатун привода конвейера, Н:

$$F_m = r \cdot C \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_o^2}\right)^2 + \omega_o^2}, \quad (11.11)$$

где r – радиус эксцентрика, м; C – суммарная жёсткость упругой системы одного грузонесущего элемента, Н/м: $C = m\omega_o^2$; ω – круговая частота возмущающей силы, рад/с; ω_o – частота собственных колебаний системы, рад/с; $\omega_o = \sqrt{C/m}$ (при резонансном режиме $\omega_o = \omega$); m – общая масса колеблющихся частей одного грузонесущего элемента конвейера (включая массу транспортируемого груза), кг: $m = m_{жк} + m_{п} + m_r \cdot \lambda$, $m_{жк}$ – масса жёлоба с прикрепленными узлами, кг; $m_{п}$ – масса привода, связанного с жёлобом, кг; m_r – масса груза, находящегося в жёлобе, кг; λ – коэффициент, учитывающий, какая часть груза колеблется вместе с жёлобом, определяемая на основе экспериментальных данных.

Расчёт конвейера с переменным давлением груза на дно жёлоба:

1) выбирают радиус ведущего кривошипа и частоту его вращения: $r = 10 \dots 20$ мм; $n_{кр} = 300 \dots 400$ мин⁻¹;

2) принимают угол наклона упругих стоек к вертикали $\gamma = 20 \dots 30^\circ$;

3) назначают режим работы конвейера с соблюдением условий (11.6) и (11.7);

4) определяют по формуле (11.8) среднюю скорость движения груза v_r ;

5) определяют требуемую ширину жёлоба и высоту его бортов определяют в зависимости от заданной производительности Q по формулам (11.9) и (11.10);

6) определяют необходимую мощность приводного двигателя, кВт:

$$N \approx \frac{4 \cdot 10^{-4} \cdot Q \cdot L}{\eta \cdot \operatorname{tg} \beta} \left(6 \cdot 10^{-4} \frac{r \cdot n_{\text{кр}}^2}{f_g} + 1 \right),$$

где Q – производительность конвейера, т/ч; η – КПД механизмов привода: $\eta = 0,8 \dots 0,85$; β – угол наклона упругих опорных стоек к горизонту; r – радиус кривошипа, м; $n_{\text{кр}}$ – частота вращения кривошипа, мин^{-1} ; f_g – коэффициент трения груза по желобу: $f_g \approx (0,7 \dots 0,9) \cdot f_0$; f_0 – то же, в состоянии покоя: $f_0 = \operatorname{tg} \rho$; ρ – угол трения;

7) по каталогу выбирают электродвигатель с номинальной мощностью $N_{\text{дв}}$, кВт и частотой вращения вала ротора $n_{\text{дв}}$, об/мин;

8) находят передаточное число привода качающегося конвейера (обычно используется клиноремённая передача):

$$U = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{кр}}},$$

где $n_{\text{кр}}$ – частота вращения вала кривошипа, об/мин.

11.7. Вибрационные конвейеры

11.7.1. Основные типы

По направлению перемещения груза **вибрационные конвейеры** разделяют на горизонтальные, пологонаклонные и вертикальные.

По способу крепления грузонесущего элемента (желоба, трубы) различают виброконвейеры на свободных упругих подвесках-амортизаторах (подвесная конструкция) и на наклонных стойках (опорная конструкция).

По числу одновременно колеблющихся масс в колебательной системе конвейера различают одномассные, двухмассные и многомассные конвейеры.

По характеру динамической уравновешенности виброконвейеры разделяют на уравновешенные и неуравновешенные.

По числу грузонесущих элементов различают

виброконвейеры одноэлементные (т. е. одножёлобные или однотрубные) и двухэлементные (т. е. двухжёлобные или двухтрубные).

По характеристике и настройке упругих опорных элементов (колеблющейся системы) различают виброконвейеры с резонансной, дорезонансной и зарезонансной настройкой упругой системы. При резонансной настройке частота возмущающей силы вибровозбудителя ω и основная частота собственных колебаний упругой системы конвейера ω_0 одинаковы или приблизительно равны (практически для устойчивой работы принимают $0,85 < \omega/\omega_0 < 1,1$). При дорезонансной настройке частота возмущающей силы вибровозбудителя значительно меньше частоты собственных колебаний конвейера ($\omega \ll \omega_0$). При зарезонансной настройке частота возмущающей силы значительно выше частоты собственных колебаний конвейера ($\omega \gg \omega_0$).

Дорезонансная настройка имеет малое распространение. Резонансная настройка упругой системы получила преимущественно распространение на конвейерах среднего и тяжёлого типов. Зарезонансную настройку применяют, главным образом, для подвесных и опорных конвейеров сравнительно лёгкого типа.

Вибровозбудители колебаний грузонесущего элемента могут быть центробежными, эксцентриковыми (кривошипно-шатунными), электромагнитными, гидравлическими и пневматическими. Наибольшее распространение получили электромагнитные и эксцентриковые вибровозбудители, а гидравлические и пневматические – применяют редко (главным образом, для работы во взрывоопасных условиях).

11.7.2. Конструктивные особенности

На рис. 11.10 приведены схемы основных типов вибрационных конвейеров.

Вибрационный конвейер подвесной конструкции со свободно колеблющейся одномассной системой (см. рис. 11.10,

а) состоит из грузонесущего элемента 4 (труба или желоб), свободно подвешенного на упругих связях – амортизаторах 1 и получающего направленные колебания от центробежного привода 3 направленного действия, и предохранительного пояса 5.

Для обеспечения перемещения груза в заданном направлении привод устанавливается таким образом, чтобы линия действия направленной возмущающей силы, развиваемой им, составляла угол $\beta = 20 \dots 30^\circ$ с продольной осью конвейера, называемый углом направления колебания.

Грузонесущий элемент виброконвейера, показанного на рис. 11.10, б, свободно опёрт на упругих связях 6 на неподвижные опорные стойки. Колебания создаются вибровозбудителем 3. Конвейеры данной конструкции *не уравновешены*, поэтому вибрационные нагрузки передаются на фундамент. Для уменьшения этих нагрузок опорные стойки конвейера выполняют достаточно большой массы.

Широко применяются горизонтальные двухтрубные *динамически уравновешенные* виброконвейеры на упругих стойках (рис. 11.10, в). Такой конвейер состоит из параллельно расположенных грузонесущих труб 4, соединённых между собой упругими связями – рессорами 9 и шарнирными коромыслами 8, которые крепятся к стойкам 10 опорной рамы 11. Привод 7 закреплён непосредственно на трубах. Верхняя и нижняя трубы совершают возвратно-поступательное перемещение относительно друг друга со сдвигом фаз 180° , т. е. когда одна труба движется вперёд, другая на ту же величину отклоняется назад. Такая конструкция обеспечивает уравновешивание движущихся масс конвейера. Груз перемещается по верхней и нижней трубам в одном направлении в сторону наклона коромысел. Упругая система конвейера выполняется с резонансной настройкой, т. е. частота вынуждающей силы равна или близка частоте собственных колебаний упругой системы. Благодаря этому при установившемся режиме требуется мало энергии, но необходимо наличие специальных устройств для разгона конвейера. Имеется ряд конвейеров с трубами диаметром 160,

220, 320 и 400 мм, производительностью 10... 70 м³/ч, длиной до 60 м, углом наклона до 20° (для пылевидных грузов – до 5°).

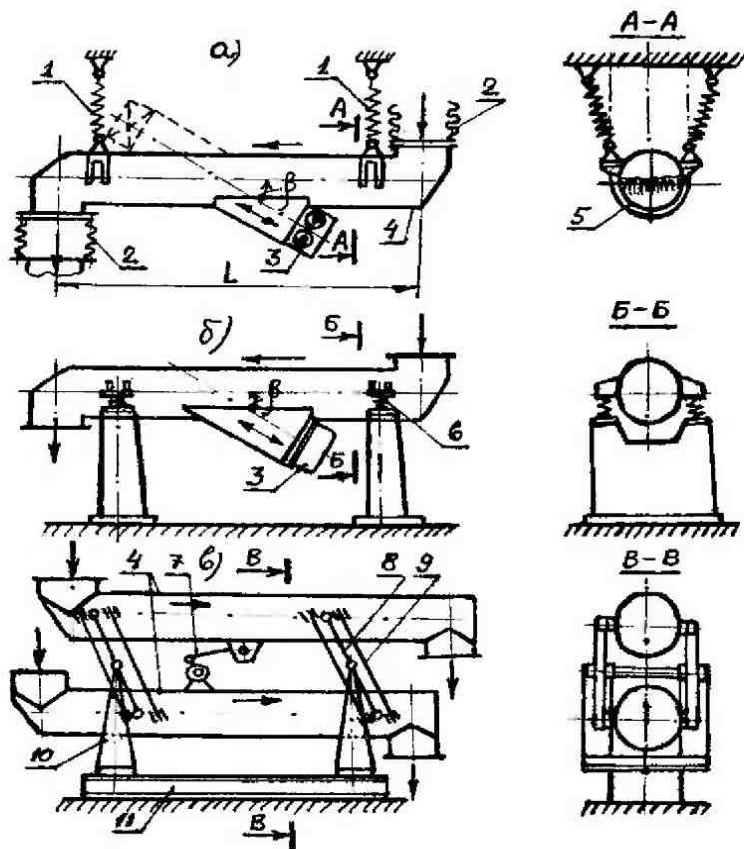


Рис. 11.10. Вибрационные конвейеры:

а – подвесной; б – свободно опёртый; в – опорный уравновешенный двухтрубный; 1 – амортизатор; 2 – патрубок; 3 – центробежный привод; 4 – грузонесущий элемент; 5 – предохранительный пояс; б – упругая связь; 7 – эксцентриковый привод; 8 – шарнирное коромысло; 9 – рессора; 10 – стойка; 11 – опорная рама

11.7.3. Элементы вибрационных конвейеров

Грузонесущими элементами вибрационных конвейеров являются **трубы** и **жёлоба**. Чаще всего используют круглые трубы, а для пылевидного материала – трубы прямоугольного сечения. Жёлоба изготавливают сварными из листовой стали или профильного проката. Для транспортирования абразивных острокромочных грузов применяют износостойкую сталь. Толщину листов выбирают равной 3...5 мм. Желоба больших по длине конвейеров составляют из секций длиной 4...6 м при помощи фланцев и болтов.

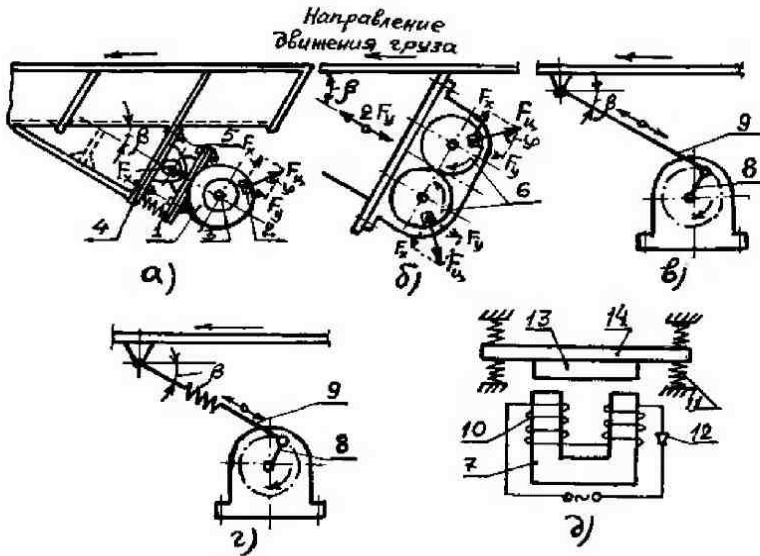


Рис. 11.11. Схемы приводов (вибраторов):

- а* – центробежный одинарный; *б* – центробежный совоенный;
- в, г* – эксцентриковый, соответственно с жёстким и полужёстким шатуном;
- д* – электромагнитный; 1 – электродвигатель;
- 2 – груз-дебаланс; 3 – вал; 4 – опорная плита; 5 – упругий шарнир;
- 6 – дебаланс; 7 – электромагнит; 8 – кривошип; 9 – шатун;
- 10 – обмотка; 11 – пружина; 12 – выпрямитель; 13 – яркорь;
- 14 – поперечина

Опоры–связи виброконвейеров служат для поддержания жёлоба (подвешивания) и обеспечения колебаний. На конвейерах применяют плоские единичные рессоры (пластины) и пакеты (набор пластин). Поперечная жёсткость пластин должна быть на несколько порядков меньше их продольной жёсткости. В качестве амортизаторов и упругих связей используют детали, работающие на сдвиг, сжатие и кручение, и резинометаллические блоки. Упругими связями могут быть также витые цилиндрические и плоские пружины. Для изготовления рессор и пружин выбирают специальные термообработанные стали 55С2, 60С2 и 60С2Н2А с допускаемым напряжением изгиба $[\sigma_{изг}] = 100...110$ МПа. Толщина рессорной стали $\delta = 2...6$ мм.

К элементам виброконвейеров относятся также приводы–вибраторы: центробежные, электромагнитные, эксцентрикковые. **Центробежные приводы** могут быть дебалансными одинарными или двосенными. Дебалансный центробежный одинарный привод (см. рис. 11.11, а) представляет собой электродвигатель 1, на валу 3 которого закреплён груз – дебаланс 2. При вращении последнего возникает центробежная сила $F_{ц} = m_0 \cdot r_0 \cdot \omega^2$ (где m_0 – масса дебаланса, кг; r_0 – эксцентриситет массы, м; ω – угловая скорость вала, 1/с).

Чтобы сообщить трубе конвейера прямолинейные направленные колебания, привод закрепляется на опорной плите 4 с упругим шарниром 5. Благодаря этому на конвейер передаётся только продольная составляющая центробежной силы $F_y = F_{ц} \cdot \sin\varphi$; поперечная составляющая $F_x = F_{ц} \cdot \cos\varphi$ воспринимается упругим шарниром и на конвейер не передаётся (здесь φ – угол поворота груза).

В двосенном центробежном приводе (см. рис. 11.11, б) на двух соединённых друг с другом зубчатых колёсах (или на двух валах) закреплены одинаковые дебалансы 6. При вращении колёс возникают центробежные силы $F_{ц}$, продольные составляющие которых F_y складываются (они направлены в одну сторону), а поперечные составляющие F_x уравновешиваются, т. к. они направлены в разные стороны. Центробежные вибровозбудители могут создавать значительные вынуждающие силы. Они имеют

частоту 14...25 Гц.

Преимуществами центробежного привода является простота конструкции, малый уровень шума при работе, возможность надёжной герметизации и получение большого диапазона частот и вынуждающих сил (до 100 кН). К недостаткам относится небольшой срок службы опорных подшипников (до одного года).

Эксцентрикковые приводы с жёстким (см. рис. 11.11, в) и полужёстким (см. рис. 11.11, з) упругими шатунами применяют на однотрубных и, главным образом, на двухтрубных конвейерах с резонансной настройкой упругой системы. Их преимуществом является возможность получения амплитуд большого диапазона (до 15 мм) и частоты колебаний в пределах 6...12 Гц. Ускоренный износ опорных подшипников присущ и этим приводам.

Электромагнитные приводы бывают одноктактными и двухтактными. Простейший из них – одноктактный (см. рис. 11.11, д) – состоит из статора – электромагнита 7 с обмотками 10, присоединёнными через выпрямитель 12 к сети переменного тока, якоря 13, поперечины 14, упругих связей – пружин 11. Колебательное движение якоря возникает под действием пульсирующей силы притяжения статора электромагнита, причём якорь притягивается электромагнитом в одну сторону, а в другую он движется благодаря усилиям пружин. Основное преимущество таких вибровозбудителей – малые размеры и масса. Их применяют для конвейеров и питателей с малой производительностью (до 20 м³/ч). Простота конструкции, отсутствие трущихся частей, возможность плавного регулирования производительности являются также преимуществами данных вибровозбудителей, недостатками – снижение производительности при уменьшении напряжения в сети.

11.7.4. Основы теории вибрационных конвейеров

Рассмотрим условия равновесия и движения частицы груза по жёлобу, расположенному под углом α , при направлении

колебаний под углом β к плоскости жёлоба (см. рис. 11.12, а).

Условие безотрывного движения частицы обеспечивается при $F_u \cdot \sin \beta \leq F_g \cdot \cos \alpha$. Так как $F_u = m \cdot a \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$ (здесь φ – фазовый угол колебания; при $\varphi = 90^\circ$ $a = A \cdot \omega^2$, A – амплитуда колебаний) и $F_g = mg$, то имеем $A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta \leq g \cdot \cos \alpha$. Тогда коэффициент режима работы, представляющий собой отношение нормальной (к дну жёлоба) составляющей ускорения рабочего органа к составляющей ускорения силы тяжести,

$$\Gamma = \frac{A \cdot \omega^2 \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha} \leq 1. \quad (11.12)$$

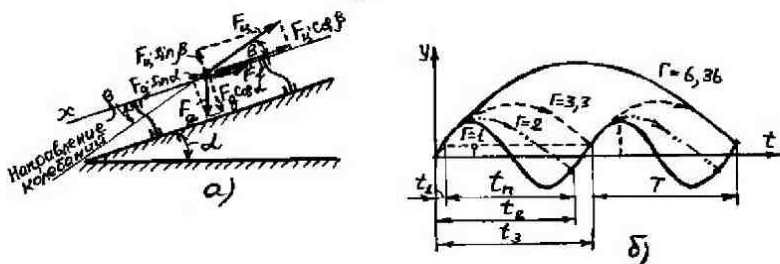


Рис. 11.12. К расчёту виброкоэффициентов:

а – схема действия сил; б – траектория движения груза и жёлоба

Таким образом,

$$A \omega^2 \leq \frac{g \cos \alpha}{\sin \beta}.$$

Условие, обеспечивающее движение частицы вперёд при обратном ходе жёлоба, найдём из уравнения суммы проекций сил на ось x

$$F_u \cdot \cos \beta > F_g \cdot \sin \alpha + f (F_g \cdot \cos \alpha - F_u \cdot \sin \beta).$$

После преобразований имеем

$$A \omega^2 = \frac{g(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{\cos \beta + f \sin \beta}.$$

Для уменьшения износа жёлоба желательно, чтобы груз во время совместного движения с жёлобом не скользил по дну, т. е.

за каждым броском после мгновенного контакта с желобом должен следовать следующий бросок. Такой режим движения груза называется *режимом непрерывного подбрасывания*. Теоретически установлено, что перемещение в режиме непрерывного подбрасывания (см. рис. 11.12, б) возможно при

$$\Gamma = \sqrt{\pi^2 p^2 + 1},$$

где p – любое целое число.

Таблица 11.4
Значения коэффициента Γ к формуле (11.12)

Конструкция конвейера	Тип привода	Вид груза	
		Пылевидный, порошкообразный	кусковый
Однотрубные одножелобные) лёгкого и среднего типов ($Q \leq 50$ т/ч) подвесной и опорной конструкции	Центробежный или электромагнитный	3,0...3,3	2,8...3,0
То же, тяжёлого типа ($Q > 50$ т/ч)	То же	2,0...2,5	1,8...2,3
Двухтрубные и однотрубные уравновешенные, лёгкого и среднего типов ($Q \leq 50$ т/ч и $L \leq 20$ м)	Эксцентриковый	1,6...2,8	1,5...2,5
То же, тяжёлого типа ($Q > 50$ т/ч и $L > 20$ м)	То же	1,3...2,5	1,2...2,0

Принимая $p = 0, 1, 2$ и т. д., получаем для коэффициента режима работы Γ соответственно 1; 3,3; 6,36 и т. д. При $\Gamma = 1$ частица находится во взвешенном состоянии; если $\Gamma = 3,3$, то время полёта $t_{\text{п}} = T$, т. е. равно времени периода, а при $\Gamma = 6,36$ $t_{\text{п}} = 2T$, т. е. частица будет сталкиваться с дном желоба через два колебания, что приводит к большим ускорениям и соответственно динамическим нагрузкам. Наибольший эффект транспортирования теоретически достигается, когда время

полёта частицы $t_{\text{п}} = T$. Следовательно, коэффициент режима работы необходимо выбирать в пределах $1 < \Gamma < 3,3$.

На основе опыта эксплуатации рекомендуется: при $\Gamma = 1,2 \dots 3,3$ и частоте колебаний $n = 7,5 \dots 50 \text{ с}^{-1}$ $A = 0,2 \dots 8 \text{ мм}$ – для зернистых и кусковых грузов и $A = 0,5 \dots 15 \text{ мм}$ – для пылевидных и порошкообразных. Рекомендуемые значения коэффициента Γ приведены в табл. 11.4.

Частота и амплитуда колебаний виброконвейеров выбираются из табл. 11.5 в зависимости от типа привода и транспортируемого груза.

Таблица 11.5
Амплитуда и частота колебаний вибрационных конвейеров

Тип привода– вибропобудителя	Частота колебаний ν , мин^{-1}	Амплитуда колебаний (a , мм) для грузов	
		пылевидных и порошко- образных	кусковых
Электромагнитный	3000	0,75...1,2	0,75...1,0
Электромехани- ческие: центробежный дебалансный	2800	0,8...1,2	0,8...1,0
	1500	2...3	1,5...2,5
Центробежный: направленного действия эксцентриковый	1500...1000	2...4	2...3
	800...450	5...15	4...8

Число колебаний в минуту (частота ν) и соответствующий ход (амплитуда) a (мм) подвесных виброконвейеров должны выбираться из ряда: при $\nu = 750, 1000, 1500, 3000$ и 6000 ход соответственно должен находиться в пределах $5 \dots 35; 2,5 \dots 17; 1,2 \dots 8; 0,3 \dots 3$ и $0,07 \dots 1,0$.

Угол направления колебаний β принимается в зависимости от их частоты: при $\nu \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$ $\beta = 20 \dots 25^\circ$; при $\nu < 1000 \text{ мин}^{-1}$ $\beta = 30 \dots 35^\circ$. В среднем принимают $\beta = 30^\circ$.

Скорость транспортирования груза в вибрационных конвейерах, м/с:

$$v \approx (k_1 \mp k_2 \cdot \sin \alpha) \cdot a \cdot \omega \cdot \cos \beta \sqrt{1 - 1/\Gamma^2} \quad (11.13)$$

(знак "-" в скобках – при транспортировании груза вверх, а знак "+" – соответственно вниз).

Эмпирические коэффициенты k_1 и k_2 , зависящие от физико-механических свойств транспортируемых грузов, приведены в табл. 11.6.

Таблица 11.6
Значения коэффициентов k_1 и k_2

Вид насыпного груза	Размер частиц, мм	Влажность, %	k_1	k_2
Кусковой	10...200	-	0,9...1,1	1,5...2,0
Зернистый	0,5...10	0,5...10	0,8...1,0	1,6...2,5
Порошкообразный	0,05...0,5	0,5...5	0,4...0,5	1,8...3,0
Пылевидный	менее 0,05	0,8...5	0,2...0,5	2...5

В табл. 11.6 меньшие значения коэффициента k_1 и большие значения коэффициента k_2 относятся к грузам с частицами меньших размеров (табл. 11.7).

Таблица 11.7
Значения коэффициентов k_3 и k_4 к формулам (11.14) и (11.15)

Тип вибрационного конвейера	Расчётная производительность конвейера Q, т/ч	Коэффициенты	
		k_3	k_4
Одномассный с центробежным приводом: подвесной	5...50	6...7	-
	более 50	7...10	-
опорный на стойках	5...50	7...10	5...6
	более 50	5...6	3,5...4
Двухтрубный и однотрубный с эксцентриковым приводом	5...50	10...12*	8...10*
	более 50	4,5...5*	3,5...4**
		5...5**	3...3,5**

* Для конвейеров с жёсткими шатунами;

** То же, с упругими шатунами.

Необходимая мощность приводного двигателя (кВт) вибрационного конвейера длиной $L \leq 10$ м определяется по формуле

$$N \approx \frac{k_{mp} Q}{10^3 \eta} \left(k_3 L + \frac{H}{0,367} \right), \quad (11.14)$$

длиной $L > 10$ м

$$N \approx \frac{k_{mp} Q}{10^3 \eta} \left(10k_3 + (L-10)k_4 + \frac{H}{0,367} \right), \quad (11.15)$$

где $k_{тр}$ – коэффициент транспортабельности груза: для кусковых и зернистых грузов (песок, уголь, шлак, зерно) $k_{тр} = 1$; для порошкообразных и пылевидных грузов (цемент, апатит, огарки) $k_{тр} = 1,5 \dots 2,0$; H – высота подъёма груза (при наклонном транспортировании), м; η – к.п.д. механизмов привода: $\eta = 0,95 \dots 0,97$; k_3 и k_4 – коэффициенты, учитывающие удельные затраты мощности при перемещении груза массой 1 т на 1 м.

11.7.5. Методика расчёта вибрационного конвейера

Исходными данными для расчёта являются параметры: требуемая производительность Q , т/ч; длина конвейера L , м; транспортируемый материал с насыпной массой ρ , т/м³; максимальная крупность кусков груза a_{max} , мм и

a_{min} , мм.

1. Коэффициент однородности размеров частиц груза:

$$K_o = \frac{a_{max}}{a_{min}}.$$

При $K_o > 2,5$ груз считается рядовым, при $K_o < 2,5$ – сортированным.

2. Из табл. 11.4 предварительно выбирают тип конвейера (его конструкцию), а затем принимают коэффициент режима работы Γ .

3. Руководствуясь табл. 11.5, задаются амплитудой колебаний a (мм) и по формуле (11.11) определяют угловую

скорость эксцентрикового вала ω (1/с) и частоту его вращения $n_{кр} = 30 \omega / \pi$, мин⁻¹.

4. Скорость транспортирования v (м/с) находят по формуле (11.12). Коэффициенты k_1 и k_2 , входящие в эту формулу, находят по табл. 11.6.

5. По заданной производительности Q (т/ч) с учётом количества труб в конвейере определяют требуемую площадь сечения груза в трубе или жёлобе, м²:

$$F = \frac{Q}{3600 \cdot v \cdot \rho}.$$

6. Требуемый диаметр одной трубы d (м) (при числе труб z и коэффициенте заполнения жёлоба) назначают с учётом размеров кусков груза

$$d = \sqrt{\frac{4F}{z\pi\psi}}.$$

Максимальный размер кусков груза a_{\max} (мм) не должен превышать: для несортированного груза 1/4, а для сортированного – 1/3 ширины жёлоба или диаметра трубы.

Если проектируют в качестве грузонесущего элемента жёлоб, то его требуемую ширину B и площадь сечения груза в нём находят по формулам (11.5) и (11.6).

7. Необходимую мощность N (кВт) приводного двигателя определяют по формуле (11.14) или (11.15). Коэффициенты k_3 и k_4 , входящие в эти формулы, находят по табл. 11.7.

8. Для настройки упругой системы находят собственную круговую частоту колебаний ω_0 загруженного конвейера [см. пояснения к формуле (11.8)].

9. Общую массу m (кг) колеблющейся части конвейера (одной трубы) вместе с грузом находят по формуле

$$m = m_t + m_n + m_r \cdot \lambda,$$

где m_t , m_n , m_r и λ определяют в зависимости от конкретной задачи [см. пояснения к формуле (11.8)].

10. Усилие в шатуне $F_{ш}$ (Н) определяют по формуле (11.8). По этому усилию рассчитывают на прочность и жёсткость элементы кривошипно-шатунного механизма.

11. По каталогу выбирают стандартный электродвигатель с номинальными мощностью $N_{дв}$ (кВт) и частотой вращения вала $n_{дв}$ (об/мин) [18].

ГЛАВА 12. ГРАВИТАЦИОННЫЕ (САМОТЕЧНЫЕ) УСТРОЙСТВА

12.1. Общие сведения и конструкция

В бункерных и транспортных установках широко применяют средства гравитационного (самотечного) транспорта. В гравитационных устройствах тарно-штучные и сыпучие грузы перемещаются под действием их силы тяжести. Для такого перемещения используют спускные устройства, скаты, роликовые и винтовые спуски, а для сыпучих грузов – желоба и трубы.

Спускные устройства – лотки и доски – применяют для перемещения штучных грузов. В зависимости от назначения они могут работать в режимах ускоряющего движения, с постоянной скоростью или замедлением. Переменное движение достигается применением криволинейных или комбинированных поверхностей спусков.

Распространённые на практике сечения лотков и желобов показаны на рис. 12.1. Желоба бывают открытыми и закрытыми. Открытые желоба (рис. 12.1, а–з) применяют для транспортирования кусковых, зернистых и других материалов, не склонных к сильному пылению. Для перемещения пылящих грузов, материалов, загрязнение которых недопустимо, а также вредных для здоровья веществ, используют спускные трубы или закрытые желоба (рис. 12.1, д–з). Стальные желоба и трубы изготавливают из листов толщиной 3...8 мм, а деревянные желоба – из досок толщиной 20...30 мм.

Преимуществом спускных желобов и труб, как транспортных средств, является то, что они не имеют приводного устройства, просты по конструкции, надёжны и дешёвы в эксплуатации.

Для вертикального самотечного транспортирования насыпных грузов с заданной скоростью применяют также каскадные и спиральные спуски. **Каскадный спуск** (рис. 12.2, а) составляют из нескольких расположенных одна над другой полок, расстояние между которыми равно допустимой высоте падения кусков данного груза. Поступающий сверху в каскадный спуск материал пересыпается с полки на полку и

движется вниз с допустимой скоростью. **Спиральный спуск** (рис. 12.2, б) представляет собой открытый жёлоб, продольная ось которого изогнута по винтовой линии.

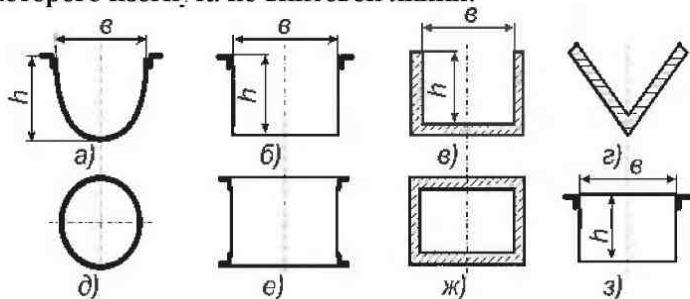


Рис. 12.1. Схемы сечений спусковых устройств:

а – стальной открытый полукруглый жёлоб; б – то же, прямоугольный жёлоб; в, з – деревянные открытые желоба; д, е – круглая и квадратная стальные трубы; ж – деревянная квадратная труба; з – стальной закрытый прямоугольный жёлоб

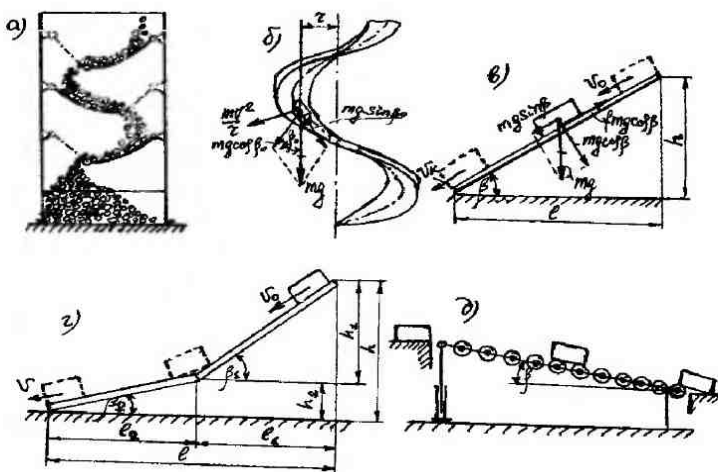


Рис. 12.2. Схемы спусковых устройств:

а – каскадного; б – винтового; в – простого (склиза); г – комбинированного; д – роликового

Для штучных грузов применяют вертикальные, наклонные и спиральные спуски. **Наклонные спуски** имеют форму открытых прямолинейных лотков, угол наклона которых к горизонтали должен превышать угол трения штучного груза о поверхность лотка (рис. 12.2, в).

Для уменьшения скорости выхода штучных грузов с наклонных лотков последние выполняют **криволинейными** или **ломаными** в вертикальной плоскости (рис. 12.2, з), причём угол наклона к горизонтали верхней части спуска превышает угол наклона нижней; последний, в основном, равен углу трения груза о поверхность лотка.

Спуски могут быть использованы как перегрузочные устройства в различных транспортно-складских системах, осуществляя при этом передачу груза с одного рабочего органа на другой, расположенный на более низкой отметке. Одновременно спуски могут выполнять операции по накоплению грузов, а затем их выдаче в соответствии с заданной программой. Спиральные спуски применяют, например, для перемещения штучных грузов между этажами.

Роликовые спуски (рис. 12.2, д) применяют на складах, в цехах ремонтных мастерских для перемещения ящиков, тюков, узлов и деталей. Сравнительно малое сопротивление таких спусков позволяет удлинять путь транспортирования.

Для перемещения грузов под действием силы тяжести способом качения по направляющим применяют **скаты**. Различают скаты двух видов: 1) для грузов круглого сечения (бочек, цилиндров и т. п.), которые сами катятся по ним, и 2) для грузов на тележках, перемещающихся по рельсам.

Углы наклона спусков для штучных грузов значительно меньше, чем для насыпных. Если для последних углы наклона спусков превышают 45° , то для первых угол наклона обычно составляет $20...25^\circ$.

Угол наклона спускных устройств для насыпных грузов при отсутствии перегибов в вертикальной плоскости должен быть больше угла трения груза о днище лотка или трубы в покое.

12.2. Расчет гравитационных устройств

Основное условие безотказного действия спуска – правильный выбор угла наклона β , начальной скорости v_0 , формы и материала поверхности. Чрезмерное увеличение угла подъема спуска может привести к распылению и повреждению грузов, а также к увеличению габаритов конструкции, т. е. материалоемкости сооружения.

Скорость v в конце спуска определяют из уравнения живых сил (рис. 12.2, в):

$$\frac{m}{2}(v^2 - v_0^2) = mgh - fmg l,$$

Откуда

$$v = \sqrt{2g(h - fl) + v_0^2} \quad (12.1)$$

Для уменьшения конечной скорости конец **комбинированного спуска** (рис. 12.2, з) делают с меньшим углом β_2 , а на стыке спусков оформляют плавный переход. Снижения скорости можно достигнуть изготовив поверхность конца спуска из материала с большим коэффициентом трения f_2 . Введя обозначения $f_2/f_1 = k_f$, $h_2/h_1 = k_h$ и преобразовав с их учётом формулу (12.1), получим

$$v = \sqrt{2g \left(h - f_1 \frac{k_h k_f + 1}{k_h + 1} \right) + v_0^2}.$$

По этому выражению можно определить начальную или конечную скорость, угол наклона спуска и т. п.

Общую длину спуска определяют по формуле, м:

$$L = \frac{2gh + v_0^2 - v^2}{2gf_1}.$$

Для уменьшения высоты спусков их делают **роликовыми** (рис. 12.2, д). Устойчивое положение груза на роликах обеспечивается соответствующей расстановкой их на расстоянии шага $l_p = (0,3 \dots 0,2)l_r$, где l_r – длина опорной поверхности груза.

Уклон роликового спуска при условии $v = v_0$ определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \beta = \left(1 + \frac{zm_p}{m_z} \right) \frac{f_u d_u + \mu}{d_p},$$

где z – число роликов, на которые опирается груз; m_p , m_r – масса соответственно роликов и груза; $f_u = 0,001 \dots 0,004$ и $\mu = 0,02$ – коэффициенты трения соответственно в цапфе и качения груза по роликам; d_u и d_p – диаметр соответственно цапфы и ролика, м.

Скорость перемещения груза по роликам, м/с:

$$v = \sqrt{2gl \left[\sin \beta - \left(1 + \frac{zm_o}{m_z} \right) \frac{f_u d_u + 2\mu}{d_p} \cos \beta \right] + v_o^2}.$$

Пропускная способность Q (кг/с) роликового спуска:

$$Q = m_z v \ell_p.$$

Спиральные (винтовые) спуски (см. рис. 12.2, б) применяют для транспортирования штучных грузов по вертикали. Угол подъема спирали винтового спуска должен быть больше угла трения груза по поверхности спуска, т. е. $\beta_0 > \beta$.

Скорость груза, перемещающегося по спиральному спуску под действием сил тяжести, центробежной и трения о дно и борт жёлоба, определяют из уравнения

$$mg \sin \beta_0 = f \cdot mg \cos \beta_0 + f \cdot m v^2 / r,$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{gr(\sin \beta_0 - f \cos \beta_0)}{f}}.$$

Чтобы груз свободно перемещался по винтовому спуску, его наибольший радиус следует определять из зависимости

$$r_{\delta} = \sqrt{(l_a + \Delta + r_m)^2 + 0,25l_{\delta}^2},$$

где l_a и l_{δ} – размеры опорной площади груза;
 Δ – гарантийный зазор; r_m – наименьший радиус.

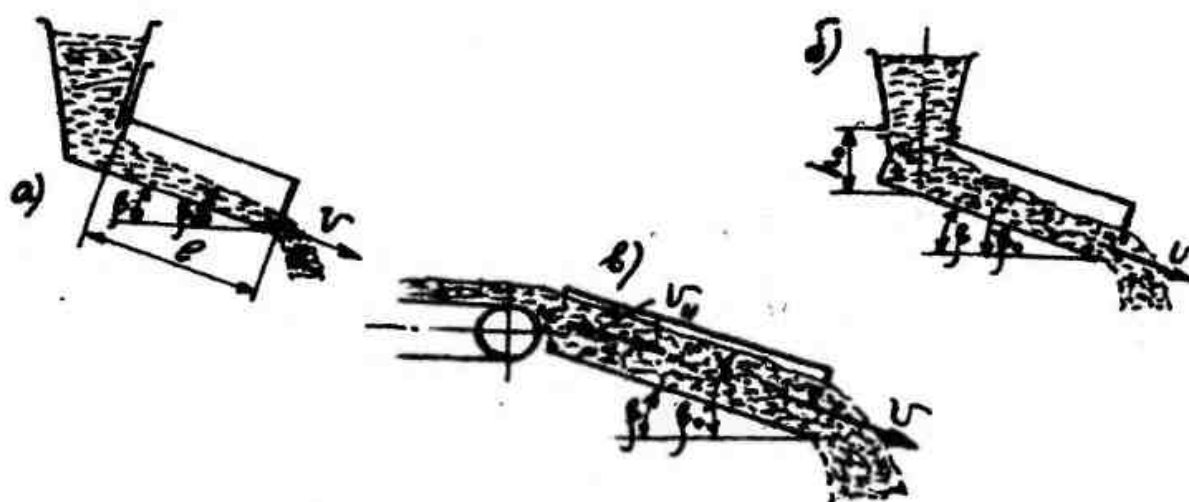


Рис. 12.3. Схемы работы лотков:

- а* – ускоряющий лоток при $h_0 = 0$, $v_0 = 0$ и $\beta_0 > \beta > \varphi$;
б – с постоянной скоростью при $\beta_0 \geq \beta \geq \varphi$; *в* – замедляющий при
 $h_0 = 0$, $v_0 > 0$ и $\beta_0 \leq \beta \leq \varphi$

Варианты поступления насыпного груза на лотки (самотёки) представлены на рис. 12.3. При $\beta > \varphi$ начальная скорость v_0 и высота h_0 падения материала могут быть равны или больше нуля. В зависимости от соотношения основных параметров v_0, h_0, l, f, β и f_0 лоток (самотёк) может работать в режимах ускорения и торможения. Варьируя параметрами, можно определить скорость груза, м/с:

$$v = \sqrt{2gl(\sin \beta - k_{\epsilon} f \cos \beta) + v_0^2},$$

где $k_{\epsilon} = 1,5 \dots 1,65$ – коэффициент, зависящий от соотношения работы внешних сил и сил внутреннего трения, а также формы поперечного сечения.

Производительность Q (кг/с) самотечной установки:

$$Q = \psi \cdot \rho \cdot F \cdot v,$$

где ψ – коэффициент заполнения сечения лотка или трубы;
 F – площадь сечения лотка (трубы), m^2 ; ρ в kg/m^3 .

Эту формулу часто используют для определения площади сечения лотка, желоба или трубы по заданной производительности. Например, при угле наклона $\beta = 36^\circ$ и диаметре трубы $d = 0,2$ м производительность $Q = 12,5$ кг/с (45 т/ч), а при диаметре $d = 0,45$ м – 97,2 кг/с (350 т/ч).

Размеры сечения желоба зависят от размеров a кусков насыпного груза и требуемой пропускной способности. Для прямоугольных и полукруглых желобов ширина должна составлять не менее $8a$ для мелкокусовых грузов, не менее $5a$ – для среднекусовых и не менее $4a$ – для крупнокусовых.

Высоту открытого желоба принимают равной около половины его ширины, а закрытого – $2/3$ ширины. Размеры поперечного сечения спускных труб для кусковых материалов выбирают в соответствии с данными для закрытых желобов. При этом размеры поперечного сечения спускных желобов и труб, примыкающих к выпускным отверстиям бункеров, должны быть не меньше размеров отверстия.

Если конечная скорость $v_{ж}$ движения груза по желобу не превышает допустимого значения, то угол наклона желоба выбран правильно, а если превышает, необходимо переходить от простого прямого желоба к составному (комбинированному), имеющему перегиб в вертикальной плоскости (см. рис. 12.2, *з*).

Для расчета сечения прямолинейных желобов скорость v_{min} приравнивают к начальной скорости v_0 . У составных желобов нижний участок рассчитывают на допустимую скорость $v_{ж}$, а верхний участок – на начальную скорость v_0 .

ГЛАВА 13. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ

13.1. Сведения о пневмотранспортных установках

Пневматическим называют транспорт, в котором перемещение грузов осуществляется по трубам или желобам сжатым или разреженным воздухом. Пневматические транспортные установки (пневмотранспорт) находят применение для загрузки бункеров и силосов сыпучими грузами, подачи этих грузов со складов в производство, загрузки и разгрузки железнодорожных вагонов, судов и автомобилей, транспортирования полуфабрикатов и готовой продукции и т. п. В строительном производстве пневмотранспорт широко используют для транспортирования цемента, гипса, соды, мела, глинозёма, опилок и других подобных грузов. Такие грузы транспортируют в виде смеси их частиц с воздухом – аэросмесей. Аэросмесь перемещается при определённой (критической) скорости воздуха за счёт разности давлений в трубопроводе. При этом создаётся напор, необходимый для транспортирования аэросмеси.

Производительность **пнеумоустановок** может быть от нескольких десятков до 400 т/ч, а длина транспортирования – от нескольких метров до 1,5... 2 км и более.

Пневматические установки обладают следующими достоинствами: полная герметизация при транспортировании пылевидных и вредных для здоровья людей грузов; возможность транспортирования грузов по трассе любой сложности с необходимыми ответвлениями трубопроводов; полная механизация загрузки и разгрузки насыпного груза; возможность забора грузов из труднодоступных мест, одновременно с нескольких точек.

К недостаткам относят: высокий удельный расход энергии (в 8... 14 раз больше, чем в конвейерах); интенсивный износ трубопровода, в особенности на изгибах; необходимость тщательной очистки воздуха от пыли.

Пневматические установки, транспортирующие груз во взвешенном состоянии в потоке воздуха, разделяют на

всасывающие, нагнетательные и комбинированные (рис. 13.1). Давление в трубопроводах всасывающих установок всегда ниже атмосферного. В нагнетательных установках давление в трубопроводе выше атмосферного. В комбинированных (всасывающе-нагнетательного типа) установках давление во всасывающих трубопроводах ниже, а в нагнетательных – выше атмосферного.

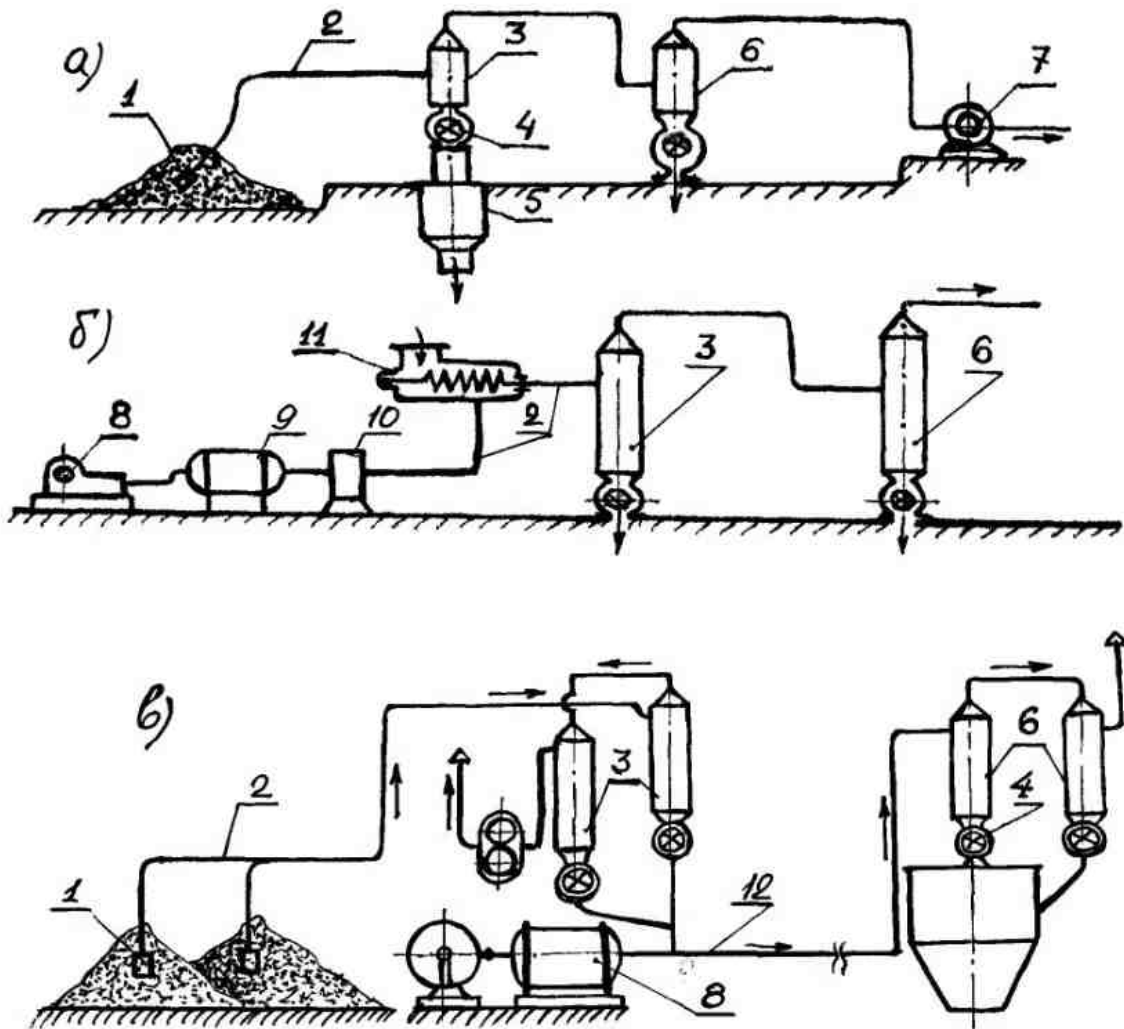


Рис. 13.1. Схемы пневматических транспортирующих установок:
 а – всасывающая; б – нагнетательная; в – комбинированная;
 1 – сопло; 2 – трубопровод; 3 – циклон; 4 – шлюзовой затвор;
 5 – силос; 6 – пылеуловитель; 7 – вакуум-насос; 8 – компрессор;
 9 – воздухохраник; 10 – фильтр; 11 – винтовой питатель;
 12 – нагнетательный трубопровод

Во **всасывающей установке** (рис. 13.1, *а*) вакуум-насос 7, помещённый в конечном пункте, создаёт разрежение, благодаря которому материал засасывается одним или несколькими соплами 1 в трубопровод 2, попадает в разгрузочное устройство (циклон) 3, откуда через шлюзовой затвор 4 поступает в силос 5. Освобождённый от материала воздух поступает в пылеуловитель 6, где очищается и, пройдя вакуум-насос, по трубопроводу выбрасывается в атмосферу. Всасывающие установки работают при давлении до 0,05 МПа. Эти установки применяют при подаче материала из нескольких пунктов в один.

В установке, работающей **по нагнетательной схеме** (см. рис. 13.1, *б*), сжатый воздух от компрессора 8, пройдя воздухохранилище 9 и фильтр 10, поступает в трубопровод 2. В этот же трубопровод из бункера винтовым питателем 11 подаётся материал, который увлекается потоком воздуха и поступает в циклон 3. Далее воздух, пройдя пылеуловитель 6, уходит в атмосферу. Для выгрузки материала и пыли используют шлюзовые затворы 4. В нагнетательных пневмоустановках перепад давления достигает 0,4...0,6 МПа.

Эти установки применяют, в основном, при подаче материала из одного пункта в несколько.

В **комбинированных установках** (рис. 13.1, *в*) между всасывающей и нагнетательной частями располагается компрессор 8, который путём всасывания воздуха из отделителя (циклона) 3 подаёт его в нагнетательный трубопровод 12. Насыпной груз выпадает из воздуха в отделителе 6 и подаётся в пункт приёма через шлюзовой затвор 4.

Установки комбинированного типа забирают груз из нескольких загрузочных мест и подают одновременно в несколько пунктов.

Для разгрузки вагонов и судов применяют самоходные и плавучие **перегрузатели**. Такие машины используют, например, для выгрузки цемента и зерна.

Преимущества установок пневматического транспорта заключаются в компактности трубопроводов, герметичности, возможности полной автоматизации процесса перемещения

грузов, высокой надёжности, простоте эксплуатации. К их недостаткам относятся высокий расход энергии (в 10...15 раз больше, чем, например, у ленточных конвейеров); интенсивное изнашивание оборудования при транспортировании абразивных материалов; непригодность для транспортирования вязких грузов (липких, влажных).

13.2. Основные элементы пневмотранспортных установок

Основными элементами пневмотранспортных установок являются трубопроводы, сопла, отделители (циклоны), питатели (загрузочные устройства), воздуходувные машины (вентиляторы, насосы), фильтры (пылеуловители), шиловые затворы (разгрузочные устройства), ресиверы (воздухосборники, водомаслоотделители).

Транспортные трубопроводы служат для направления перемещения аэросмеси. Их выполняют из бесшовных стальных труб диаметром 50...300 мм с толщиной стенки 4...5 мм, а для транспортирования абразивных грузов (цемента) – с толщиной стенки 8...12 мм.

Во всасывающих установках для забора материала, образования аэросмеси и подачи её в трубопровод применяют **сопла** (рис. 13.2, *a*). Сопло состоит из двух труб (внутренней 1 и внешней 2), у которых имеется устройство для изменения ширины кольцевой щели, используемой для выпуска воздуха. Через эту щель атмосферный воздух входит с большой скоростью, разрыхляя материал в раструбе и увлекая образующуюся аэросмесь в трубопровод.

Во всех установках пневмотранспорта применяют **отделители**, предназначенные для отделения транспортируемого материала от воздуха. В зависимости от способа отделения материала различают отделители объёмные (инерционные) и центробежные (циклоны). Объёмный отделитель имеет диаметр, который в 8...10 раз больше диаметра трубопровода и вследствие этого скорость аэросмеси

значительно (до 0,2...0,8 м/с) понижается. При этом частицы материала под действием сил тяжести отделяются от воздуха и оседают вниз, а воздух направляется на дальнейшую очистку.

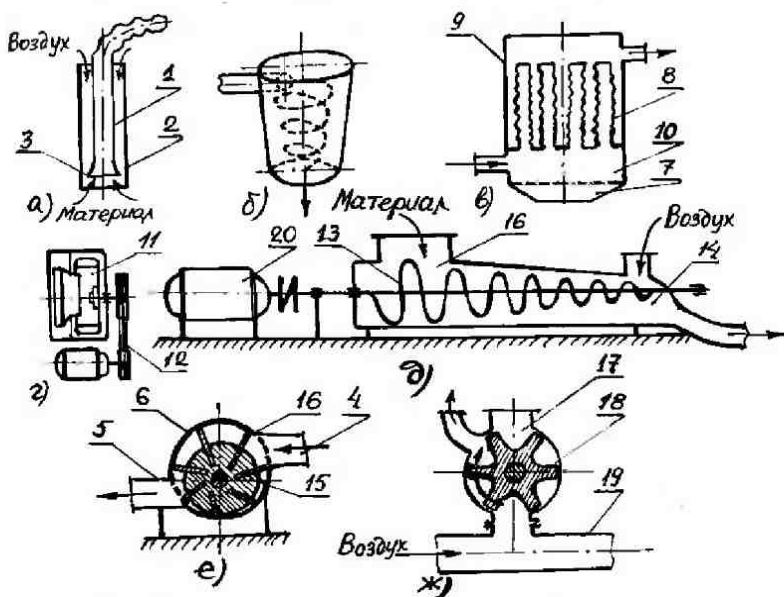


Рис. 13.2. Элементы пневмотранспортных установок:

- а – сопло; б – центробежный отделитель (циклон); в – тканевый пылеуловитель (фильтр); г – вентилятор; д – пневмовинтовой питатель; е – лопастной насос; ж – шлюзовой затвор (питатель);
 1 – внутренняя труба; 2 – внешняя труба; 3 – раструб;
 4 – патрубок входной; 5 – патрубок выпускной; 6 – корпус; 7 – затвор;
 8 – тканевый рукав; 9 – камера; 10 – пылесборник; 11 – лопастное колесо; 12 – привод; 13 – винт; 14 – смешительная камера; 15 – ротор;
 16 – лопатка; 17 – штуцер; 18 – барабан; 19 – нагнетательный трубопровод; 20 – электродвигатель

В центробежных (циклонных) отделителях (рис. 13.2, б) аэрозоль поступает в цилиндрический корпус по касательной к его внутренней поверхности и приобретает вращательное движение. Под действием центробежных сил частицы материала, совершая винтовое движение, достигают стенок

корпуса и, тормозясь силами трения, оседают вниз. Струя воздуха, поворачиваясь вверх, образует восходящий поток и через выхлопной патрубок поступает на дальнейшую очистку.

Для очистки воздуха от пыли применяют тканевые, центробежные и мокрые (водяные) фильтры. Тканевые **рукавные фильтры** (рис. 13.2, в) имеют камеру 9, разделённую перегородками на секции, соединённые с трубопроводами. Внутри секций помещено несколько последовательно расположенных рукавов 8 (слоёв ткани в виде мешков). Последние внизу открыты, а сверху закрыты. При прохождении воздуха через рукава пыль на них оседает. Поскольку рукава быстро (в течение 5...10 мин) засоряются, их периодически с помощью специального привода встряхивают. При этом осевшая на них пыль падает вниз и через затвор 7 из пылесборника 10 удаляется.

В качестве создателей напора в пневмотранспортных установках применяют воздушные насосы: во всасывающих установках – центробежные вентиляторы (рис. 13.2, з), лопастные (рис. 13.2, е) и другие насосы; в нагнетательных установках – поршневые и ротационные компрессоры. В лопастном насосе (см. рис. 13.2, е) воздух проходит через входной патрубок 4 во всасывающую полость насоса. По мере поворота ротора 15 объем ячейки, образованной подвижными в радиальном направлении лопатками 16, увеличивается и происходит всасывание, которое заканчивается при достижении максимального объема ячейки. При дальнейшем повороте ротора, вследствие его эксцентрикового расположения относительно оси корпуса, объем ячейки уменьшается и происходит сжатие. Лопатки при этом под действием центробежных сил плотно прижимаются к внутренней поверхности корпуса 6. Сжатый воздух через выпускной патрубок 5 поступает в трубопровод пневмотранспортной установки.

Для подачи груза в трубопровод нагнетательных установок применяют винтовые или камерные **питатели**. Пневмовинтовой питатель (рис. 13.2, д) представляет собой приводимый в движение электродвигателем 20 винт 13 переменного шага (или диаметра). Материал из бункера поступает через загрузочное

отверстие в корпус 6, захватывается винтом и подаётся в смесительную камеру 14. Благодаря указанной конструкции винта, материал по мере продвижения уплотняется, а затем в смесительной камере, попав в струю сжатого воздуха, разрыхляется, образуя аэросмесь.

В нагнетательных системах материал часто загружают через **шлюзовые затворы (питатели)**. Их применяют также в циклонах, фильтрах, бункерах, пылеуловителях, разгрузочных устройствах как во всасывающих, так и в нагнетательных установках. Основное назначение шлюзового питателя – передавать материал из мест более низкого давления в места более высокого давления, и наоборот.

Наиболее распространён ротационный (шлюзовой) затвор, схема которого приведена на рис. 13.2, *ж*. Он представляет собой многокамерный барабан 18, вращающийся от специального привода. Через штуцер 17 материал из бункера поступает в ячейки вращающегося барабана 18 и высыпается из них в нагнетательный трубопровод 19, в котором и увлекается струёй поступающего воздуха.

Производительность Q (кг/ч) шлюзового питателя (затвора) определяют по формуле

$$Q = i \cdot \alpha \cdot \psi \cdot \omega \cdot \gamma,$$

где i – вместимость ячеек барабана, м^3 , α – коэффициент, учитывающий аэрирование материала: $\alpha = 0,5 \dots 0,6$; ψ – коэффициент заполнения ячеек: $\psi = 0,4 \dots 0,6$; ω – угловая скорость вращения барабана, $1/\text{с}$; γ – плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Для создания запаса сжатого воздуха и равномерной его подачи воздушным насосом (компрессором) используют воздухохранилища (ресиверы). В установках нагнетательного типа подаваемый компрессором воздух очищают от воды и масла с помощью водомаслоотделителя.

13.3. Теоретические основы расчёта пневмотранспортных установок

Для расчёта установок пневмотранспорта исходными данными являются: производительность Q (т/ч), длина и конфигурация трассы трубопровода, физико-механические свойства транспортируемых материалов. В результате расчёта определяют: расход воздуха Q_v ($\text{м}^3/\text{с}$), его скорость v_v ($\text{м}/\text{с}$), диаметры трубопровода $d_{\text{н}}$ (м) на различных участках трассы, потери давления p (Па) в трубопроводе, мощность двигателя N (кВт) воздуходувной машины, основные технические показатели циклонов и фильтров, стандартные типоразмеры данного оборудования [3, 15].

Необходимо правильно определять скорость транспортирования материала v_v ($\text{м}/\text{с}$) по трубопроводу, которая должна быть больше критической (скорости витания v_s , $\text{м}/\text{с}$). Последняя должна быть достаточной для удержания частицы материала от падения в вертикальном трубопроводе (рис. 13.3, а) под действием потока воздуха. Витание этой частицы в трубопроводе наступит тогда, когда её масса уравнивается аэродинамической силой $S = mg$, где m – масса частицы материала, кг.

Уравнение равновесия этой частицы

$$mg = c \cdot \rho_v F v_s^2,$$

где v_s – скорость витания частицы материала, $\text{м}/\text{с}$; c – аэродинамический коэффициент, характеризующий форму и размер частиц материала; для тела эквивалентной шаровидной формы $c \approx 0,23$; F – площадь сечения частицы, м^2 ; ρ_v – плотность атмосферного воздуха, $\rho_v = 1,244 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Учитывая плотность материала ρ_m ($\text{кг}/\text{м}^3$) и диаметр d (м) эквивалентного шара, масса частицы материала

$$m = \frac{\pi d^3 \rho_m}{6}.$$

Подставляя это выражение в уравнение равновесия частицы, получим

$$\frac{\pi d^3 \rho_m}{6} = \frac{0,23 \rho_e \pi d^2 v_e^2}{4g},$$

откуда

$$v_s = 5,33 \sqrt{d \frac{\rho_m}{\rho_e}}.$$

Для надёжного транспортирования необходимо, чтобы скорость воздуха v_b (м/с) составляла $v_b = (1,3 \dots 1,5)v_s$. При недостаточной скорости могут произойти пробки (завалы) в трубопроводе, а слишком большая скорость приводит к повреждению материала, перерасходу энергии, увеличению габаритов установки.

Расчётные скорости витания v_s частиц различных материалов, соответствующие минимальным скоростям воздуха, можно принимать: для цемента – 5,3; для песка – 20; для стружки – 15; для угля (орешка) – 11; для влажных опилок – 7,5; для полиграфических отходов – 17 м/с.

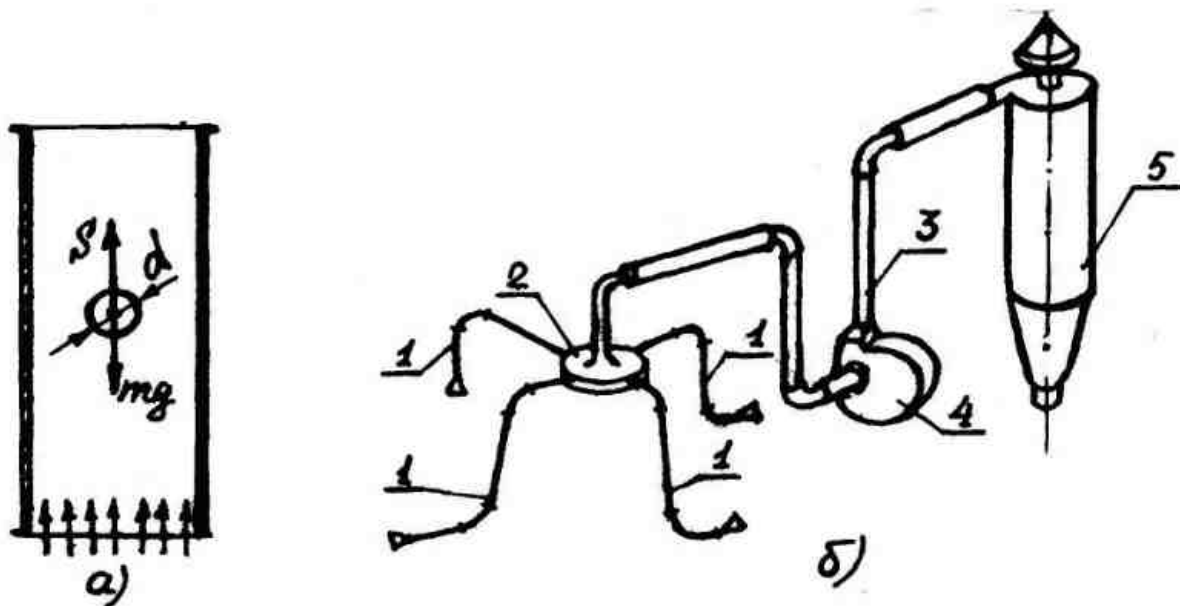


Рис. 13.3. Расчётные схемы:

а – скорости витания частиц материала; *б* – пневмотранспортной установки; 1 – ответвления от станков; 2 – коллектор; 3 – транспортный трубопровод; 4 – вентилятор; 5 – циклон

Для проведения расчётов большое значение имеет коэффициент массовой концентрации смеси μ , определяемый отношением производительности установки Q (т/ч) к расходу воздуха Q_v (м³/ч) в единицу времени:

$$\mu = \frac{Q}{3,6\rho_a Q_v}$$

Значение μ зависит от характера груза и его принимают: для песка и щебня $\mu = 3 \dots 20$; для цемента $\mu = 20 \dots 100$.

Расход воздуха Q_v (м³/ч) зависит от требуемой производительности и вида материала:

$$Q_v = \frac{Q}{3,6\rho_a \mu} \quad (13.1)$$

Давление воздуха вдоль трубопровода переменное, оно падает по направлению движения аэросмеси. Поскольку расход воздуха не изменяется, то его скорость соответственно возрастает. Во всасывающих установках скорость воздуха увеличивается от v_{\min} (v сопла) до v_{\max} (v насоса). В нагнетательных установках наблюдается v_{\min} у питателя, а v_{\max} - на выходе.

При переменной скорости воздуха v площадь сечения трубопровода, м²:

$$F = \frac{\pi d_T^2}{4} = \frac{Q_v}{v}$$

откуда, учитывая выражение (13.1),

$$d_T \approx 0,6 \sqrt{\frac{Q_M}{\rho_M \mu \cdot v}} \quad (13.2)$$

где d_T – внутренний диаметр трубопровода, м.

Чтобы получить в трубопроводе скорость воздуха, достаточную для перемещения материала, на его концах создают соответствующую разность давлений. При этом учитывают неизбежные потери давления на перемещение аэросмеси на каждом участке трубопровода: при вводе в него

транспортируемого материала, на горизонтальных и вертикальных участках, в коленах, отводах, циклонах, фильтрах и т. п. В соответствии с [3, § 2.9.4] данные потери можно определить следующим образом.

Давление (Па) у сопла всасывающей установки или потери при вводе материала в трубопровод

$$p_e = 0,625v_e^2(10 + 0,5\mu).$$

Потери давления (Па) на перемещение аэросмеси по трубопроводу диаметром d_T на горизонтальное расстояние l (м) и высоту h , м:

$$p_m = 0,625v_e^2 \frac{l+h}{d_T} (1+k\mu) \left(0,0125 + \frac{0,0011}{d_T} \right),$$

где k – коэффициент, зависящий от скорости воздуха: при $v_B = 15$ м/с; $k = 0,46$; при $v_B = 20$ м/с $k = 0,33$; при $v_B = 25$ м/с $k = 0,24$.

Потери давления (Па) на вертикальный подъём аэросмеси:

$$p_n = 12,44 \cdot h(1+\mu).$$

Потери давления в колене или отводе:

$$p_k = 0,16Q_e v_e^2.$$

Потери давления в циклоне $p_n \approx 2000$ Па, в фильтре $p_\phi \approx 1000$ Па.

Тогда суммарные потери в трубопроводе:

$$\Sigma p = k_n(p_e + p_m + p_n + \Sigma p_k + p_n + p_\phi),$$

где k_n – коэффициент неучтённых потерь.

Мощность (кВт), потребляемая воздушным насосом,

$$N_n = \Sigma p \cdot Q_e / 1000.$$

Требуемая мощность двигателя:

$$N_{\partial e} = N_n / \eta,$$

где η – КПД привода насоса.

13.4. Методика расчёта пневмотранспортной установки

Методику расчёта рассмотрим применительно к схеме

нагнетательной пневмотранспортной установки с двухкамерным питателем, которую используют для подачи цемента в силосные склады (рис. 13.3, б). Исходные данные: производительность Q , т/ч; плотность цемента $\rho_{гр}$, т/м³; плотность воздуха $\rho_{в}$, кг/м³; общая длина горизонтальных участков трубопровода $\Sigma L_{г}$, м; то же, вертикальных $\Sigma L_{в}$, м; радиус закругления колен R , м.

1. Определение приведенной длины трубопровода.

На криволинейных участках трассы (колена, отводы, переключатели и др.) создаются дополнительные сопротивления прохождению аэросмеси. Колена условно заменяют прямолинейными участками $L_{эк}$. Для переключателя принимают $L_{эп}$. Согласно схеме установки (см. рис. 13.3, б), в трассу включены три горизонтальных и три вертикальных колена; аэросмесь проходит через два переключателя. Тогда приведенная длина трубопровода, м:

$$L_{np} = \Sigma L_{г} + \Sigma L_{в} + \Sigma L_{эк} + \Sigma L_{эп}$$

2. Определение скорости воздуха.

Скорость воздуха должна определяться на выходе из трубопровода нагнетательной установки и у сопла всасывающей установки. Для установок, давление которых в указанных местах близко к атмосферному, необходимая скорость воздуха, м/с:

$$v_{э} = \gamma \sqrt{\rho_{эп}} + \beta \cdot L_{np}^2$$

где γ – коэффициент, учитывающий крупность частиц груза: $\gamma = 10 \dots 25$; $\rho_{гр}$ – в т/м³; L_{np} измеряется в метрах; β – коэффициент, учитывающий свойство грузов: $\beta = (2 \dots 5) \cdot 10^{-5}$, для цемента принимают (с учётом его пылевидного состояния) $\beta = 3 \cdot 10^{-5}$.

3. Определение массовой концентрации смеси μ .

Во всасывающих установках принимают $\mu = 1 \dots 5$. Для нагнетательных μ определяют в зависимости от L_{np} и вида питателя (рис. 13.4). Большие значения μ принимают для сухих, легко сыпучих грузов большой плотности ($\rho_{гр} = 2,5 \dots 3,5$ т/м³), а меньшие – для грузов меньшей плотности, а также влажных и

абразивных.

4. Определение расхода воздуха Q_v (м³/с) и диаметра трубопровода d_t , м.

Требуемый расход воздуха Q_v (м³/с) определяют по формуле (13.1). Внутренний диаметр трубопровода d_t (м) можно определить по формуле (13.2) или по зависимости

$$d_t = \sqrt{\frac{4Q_v}{\pi v_g}}$$

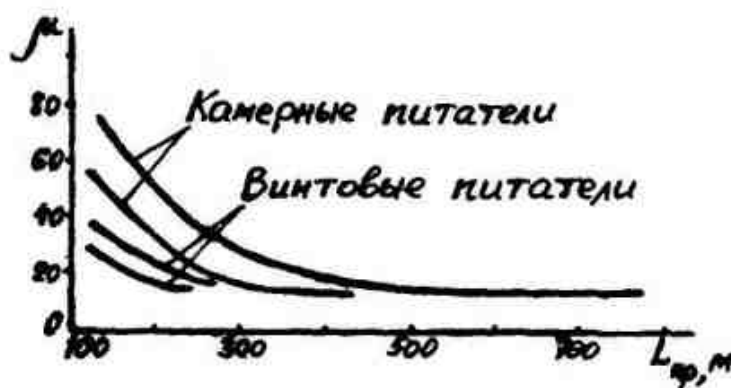


Рис. 13.4. Зависимость коэффициента μ от расстояния транспортирования $L_{пр}$

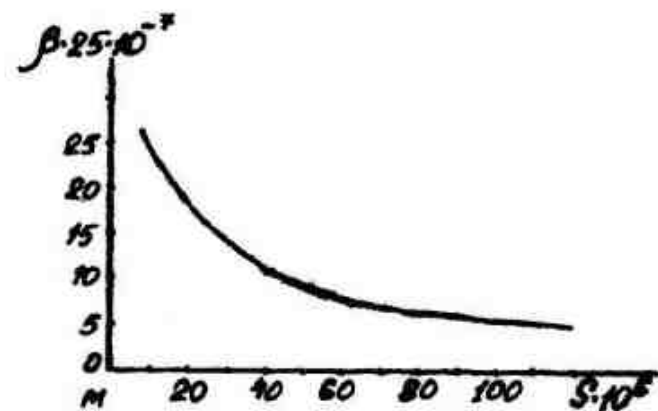


Рис. 13.5. Зависимость коэффициента β от величины S для высоконапорных установок

5. Определение давления воздуха в трубопроводе.

Давление для нагнетательных установок в начале трубопровода, МПа:

$$p_n = 0,1 \sqrt{1 + \frac{\beta \cdot \mu \cdot L_{пр} v_g^2}{d_t}} + p_h,$$

где β – опытный коэффициент; его принимают для нагнетательных установок по рис. 13.5 в зависимости от величины $S = \mu L_{пр} v_g^2 / d_t$; p_h – потеря давления на подъем массы столба аэросмеси, МПа: $p_h = L_v \cdot \rho'_g \mu \cdot 10^{-5}$; (здесь ρ'_g – средняя плотность воздуха на длине L_v вертикального участка трубопровода нагнетательной установки: $\rho'_g = 1,6 \dots 2$ кг/м³).

6. Необходимое абсолютное давление в воздухопроводе у компрессора, МПа:

$$p_m = \alpha p_n + \Delta p_{\text{в}},$$

где α – коэффициент, учитывающий уменьшение давления в питателе: $\alpha = 1,15 \dots 1,25$; $\Delta p_{\text{в}}$ – уменьшение давления в воздухопроводе от компрессора до питателя: $\Delta p_{\text{в}} = 0,02 \dots 0,03$ МПа.

7. Выбор воздуходувной машины.

Необходимая подача компрессора, м³/мин:

$$Q_{\text{вм}} = 1,1 Q_{\text{в}},$$

где $Q_{\text{в}}$ – в м³/мин.

Компрессор выбирают по таблицам [15, 18] с учётом p_m и $Q_{\text{вм}}$.

8. Выбор двигателя воздуходувной машины.

Необходимая мощность двигателя компрессора, кВт:

$$N = A_m \cdot Q_{\text{вм}} / (60 \cdot 1000 \eta),$$

где A_m – удельная работа воздуходувной машины, Дж/м³:

$A_m = 230300 p_0 \cdot \lg(p_m/p_0)$; p_0 – атмосферное давление: $p_0 = 0,1$ МПа; η – общий КПД машины: $\eta = 0,65 \dots 0,85$.

13.5. Гидравлические транспортные установки

13.5.1. Общие сведения

Гидравлическими транспортными установками называют установки, в которых перемещение грузов осуществляется вместе с жидкостью (водой) по трубам, лоткам и другим искусственным руслам. Принцип действия этих установок заключается в передаче энергии движущейся воды частицам насыпного груза и перемещении их с большой скоростью. Установки делят на напорные и безнапорные. В напорных пульпа (смесь воды и груза) перемещается насосами; в безнапорных – под действием составляющей от веса груза на наклонной плоскости.

Напорные гидравлические установки по способу ввода насыпного груза в трубопровод подразделяют на установки с

пульпонасосом и с бункерной подачей (питателями).

Гидроустановки применяют для транспортирования песка, угля, руд, горных пород, шлака, золы, грунтов и т. п. Кроме того, гидравлическим способом с помощью мониторов проводят отделение полезного ископаемого от породы в забое с последующим транспортированием пульпы гидроустановками.

Достоинства гидравлического транспорта: большая производительность и длина транспортирования по сложной пространственной трассе; простота конструкции, удобство обслуживания и эксплуатации; возможность полной автоматизации работы гидроустановки; небольшая стоимость транспортирования насыпных грузов.

К недостаткам относятся: ограничение крупности транспортируемых кусков; значительный износ трубопроводов при перемещении абразивных грузов; большой расход воды и энергии; возможность замерзания пульпы зимой. Однако, несмотря на эти недостатки, гидроустановки находят широкое применение, и в настоящее время область их применения расширяется.

13.5.2. Схемы и оборудование гидротранспортных установок

Выше отмечено, что насыпной груз в напорных гидротранспортных установках подаётся в транспортный трубопровод при помощи пульпонасосов и из бункеров.

Гидротранспортная установка с пульпонасосом показана на рис. 13.6, а. Транспортируемый груз подаётся ленточным конвейером 2 в резервуар 1 с пульпой, откуда последняя извлекается пульпонасосом 4 и по пульпопроводу 5 подаётся на грохот 8. В нём насыпной груз отделяется от воды и по наклонным решёткам поступает в приёмный бункер 9. Вода, отделившаяся от частиц насыпного груза, через воронку 7 стекает в резервуар 10 и оттуда насосом 6 подаётся по водоводу 3 в резервуар 1, в котором снова смешивается с насыпным грузом, образуя пульпу.

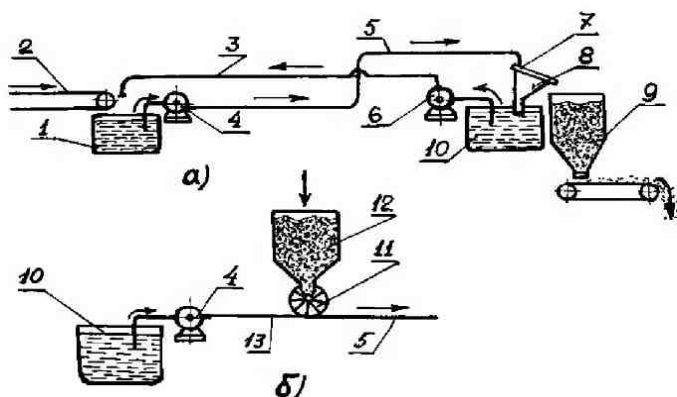


Рис. 13.6. Схемы гидротранспортных установок:

- а* – с пульпонасосом; *б* – с камерным питателем и центробежным насосом; 1 – резервуар с пульпой; 2 – ленточный конвейер; 3 – водовод; 4 – пульпонасос; 5 – пульпопровод; 6 – насос; 7 – воронка; 8 – грохот; 9 – приемный бункер; 10 – резервуар для воды; 11 – питатель; 12 – бункер; 13 – нагнетательный трубопровод

Преимуществом описанной системы является простота устройства, а недостатком – ускоренный износ пульпонасоса под абразивным воздействием частиц перемещаемого груза. Этого недостатка не имеют системы с подачей груза из бункера.

В гидротранспортной установке с подачей груза из бункера (рис. 13.6, б) вода из резервуара 10 подается насосом 4 в нагнетательный трубопровод 13, в который с помощью специального питателя 11 (винтового, камерного и др.) из бункера 12 вводится насыпной груз. Образовавшаяся пульпа транспортируется далее по пульпопроводу 5 к назначенному пункту, где груз отделяется от воды, обычно возвращаемой к насосу для дальнейшего использования. С помощью такой установки можно транспортировать насыпные грузы с относительно крупными кусками. Концентрация смеси при работе по данной схеме может быть весьма высокой. Давление жидкости составляет ≈ 10 МПа. Основными элементами гидротранспортных установок являются грунтовые насосы,

пульпопроводы и арматура. Грунтовые насосы (пульпонасосы) применяют для транспортирования гидросмеси по трубопроводам. Пульпонасосы разделяют на поршневые и центробежные. Первые могут создавать высокое давление, но подвержены быстрому изнашиванию.

Наиболее распространёнными являются одно- и двухступенчатые центробежные насосы, при этом последние применяют для получения повышенных давлений. Наиболее распространённые пульпонасосы имеют следующую характеристику:

Число ступеней	1	2
Производительность Q , м ³ /ч	350	900
Давление p , кПа	1250	2500
Мощность двигателя N , кВт	320	1050

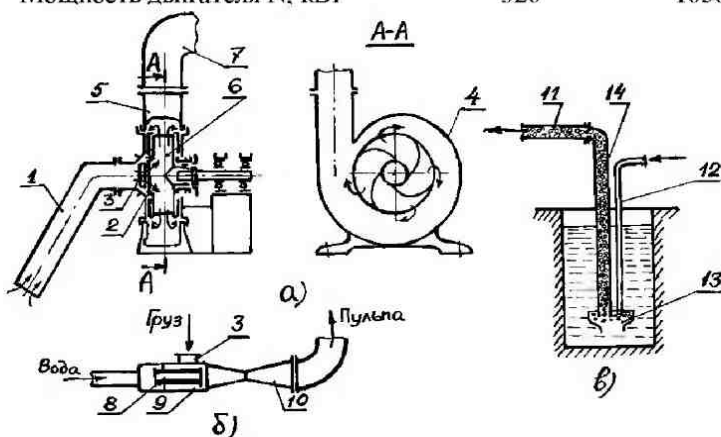


Рис. 13.7. Оборудование гидротранспортных установок:
а – центробежный насос; *б* – гидроэлеватор; *в* – эрлифтный насос;
 1 – всасывающий трубопровод; 2 – передняя крышка; 3 – входной патрубок; 4 – корпус; 5 – напорный патрубок; 6 – насосное колесо;
 7 – пульпопровод; 8 – сопло; 9 – камера; 10 – диффузор;
 11 – транспортный трубопровод; 12 – труба для сжатого воздуха;
 13 – насадка; 14 – вертикальная труба

Одноступенчатый насос (рис. 13.7, *а*) состоит из входного

патрубка 3, рабочего колеса 6 и корпуса 4 с напорным патрубком 5. Гидросмесь поступает к центру насосного колеса 6 через всасывающий трубопровод 1 и патрубок 3, присоединённый к передней крышке 2 корпуса 4. Затем гидросмесь, проходя межлопаточное пространство колеса 6, отбрасывается под действием центробежной силы к периферии корпуса и выходит через напорный патрубок в пульпопровод 7.

Гидротранспортные установки для подъёма груза называются **гидроэлеваторами** (см. рис. 13.7, б). Транспортируемый груз подаётся в патрубок 3. Вода, поступающая с большой скоростью по соплу 8, смешивается в камере 9 с насыпным грузом и увлекает образующуюся пульпу в диффузор 10, где скорость движения пульпы уменьшается, в результате чего повышается давление, обеспечивающее подъём пульпы на заданную высоту. Насыпные грузы могут транспортироваться вверх при помощи **эрлифта** (см. рис. 13.7, в). Труба 14 эрлифта устанавливается вертикально, а к её верхнему концу присоединяются горизонтальные транспортные трубопроводы 11, имеющие длину 600...700 м. Через трубу 12 к насадке 13 под большим давлением подводится воздух, который попадает в трубу 14. Расширяясь, воздух образует с пульпой трёхкомпонентную пульповоздушную смесь. При этом энергией сжатого воздуха груз с большой скоростью поднимается по трубопроводу вверх.

Для пульпопроводов применяют цельнотянутые и сварные трубы, которые соединяют с помощью фланцев. Для компенсации температурных деформаций используют сальниковые компенсаторы. Для уменьшения износа внутренней поверхности труб их армируют на специальных станках центробежной заливки плавленым базальтом. Быстроизнашиваемыми элементами пульпопровода являются колена.

Для увеличения их долговечности применяют сменные стальные вкладыши. Радиус закругления колен составляет 500...700 мм, толщина вкладышей – 30...85 мм. Колена также армируют брусками гранита или другой крепкой породой.

На напорной линии пульпопровода устанавливают

обратный клапан для защиты насоса от гидравлического удара, который может возникнуть в случае движения потока гидросмеси в обратном направлении при отключении насоса. При большой протяжённости пульпопровода на трассе устанавливают воздушные колонны-колпаки для нейтрализации гидравлических ударов. Для перекрытия трубопроводов используют задвижки. Работу гидротранспортной установки контролируют манометрами и вакуумметрами.

13.5.3. Методика расчёта гидротранспортных установок

Исходными данными для расчёта являются: производительность установки Q , т/ч (по грузу); дальность перекачки L , м; разность отметок подъёма H , м; характеристики транспортируемого груза: плотность ρ , т/м³; крупность кусков a_{\max} , м; плотность гидросмеси ρ_r , т/м; концентрация (объёмная) гидросмеси μ . Расчёт установки выполняют в следующей последовательности:

Таблица 13.1
Значения критической скорости гидросмеси, м/с

Транспортируемый груз	Диаметр трубопровода, мм				
	200	300	400	500	600
Глинистые фракции	1,6	1,8	2,2	2,5	2,7
Мелкозернистые пески	2,1	2,4	2,7	3,0	3,2
Крупнозернистые пески с содержанием гравия, %:					
не более 10	2,6	2,8	3,2	3,4	3,6
не более 45	2,8	3,0	3,4	4,0	4,3
Гравий, щебень	3,4	3,8	4,2	4,6	5,0

1. Принимают внутренний диаметр пульпопровода d_r по табл. 13.1 и проверяют его по условию $d_r \geq (2,5 \dots 3,0) a_{\max}$ (здесь a_{\max} – размер максимального куска груза).

2. Определяют критическую скорость гидросмеси $v_{кр}$ (м/с) в зависимости от характеристик груза и принятого диаметра

пульпопровода d_t (табл. 13.1).

3. Принимают расчётную скорость гидросмеси, м/с

$$v = (1,1 \dots 1,2)v_{кр.}$$

4. Находят расход гидросмеси, м³/ч:

$$V_z = Q(\rho_z \cdot \mu),$$

где Q – подача, т/ч; μ – концентрация гидросмеси:
 $\mu = 0,14 \dots 0,25$.

5. Проверяют предварительно принятый диаметр пульпопровода (м) по подаче

$$d_t = \sqrt{\frac{4V}{3600v\pi}}$$

Если диаметр d_t окажется меньше, то принимают следующий больший диаметр и заново определяют критическую и расчётную скорости.

6. Уточняют критическую скорость (м/с). Для пылевидных и порошкообразных грузов с размером частиц $a < 0,2$ мм:

$$v_{кр} = k_1 \sqrt{\alpha \cdot d_t \cdot g},$$

где k_1 – эмпирический коэффициент: $k_1 = 0,1 \dots 1,5$;
 $\alpha = (\rho_t - \rho_0)/\rho_0$; ρ_0 – плотность воды.

При транспортировании зернистых и кусковых грузов:

$$v_{кр} = c_1 \sqrt{f_0 \alpha \cdot g \mu \cdot d_t},$$

где $c_1 = 8,5 \dots 9,5$ – эмпирический коэффициент;
 f_0 – коэффициент трения груза о стенки труб: $f_0 = 0,1 \dots 0,15$ – для антрацита; $f_0 = 0,3 \dots 0,4$ – для сланца.

7. Рассчитывают давление насоса (Па)

$$P = P_{вс} + P_z + P_{тр} + P_m + P_0,$$

где $P_{вс} = 20 \dots 30$ Па – потери при всасывании; $P_r = 1000N \cdot \rho_t \cdot g$ –

потери вследствие разности H (м) в геодезических отметках оси насоса и пульпопровода в месте выпуска гидросмеси, Па (здесь ρ_r – в т/м^3); $p_{\text{тр}} = 1000\lambda v^2 L \rho_r / 2d_r$ – потери на трение по длине пульпопровода, Па (здесь L – в м; v – в м/с; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; d – в м;) λ – коэффициент сопротивления при протекании чистой воды:

d_r , м	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
λ	0,018	0,016	0,0155	0,015	0,0145

$p_m \approx 0,1 p_{\text{тр}}$ – местные потери в коленах и др., Па;
 $p_o = 30 \dots 50$ Па – остаточное давление в конце пульпопровода.

8. По давлению насоса p (Па) и расходу гидросмеси V_r ($\text{м}^3/\text{ч}$) выбирают соответствующий пульпонасос.

9. Определяют требуемую мощность пульпонасоса (Вт):

$$N = Q \cdot H / (3600 \eta_n),$$

где Q – часовая производительность землесоса, $\text{м}^3/\text{ч}$;
 H – потери напора в установке, кПа; $\eta = 0,38 \dots 0,6$ – КПД насосной установки.

Насосы выбирают по рабочей характеристике, которая представляет собой зависимости напора, мощности, КПД и допустимой высоты всасывания от расхода (подачи) [6, 9].

В паспортных рабочих характеристиках насосов приведены данные для воды и гидросмеси. В зависимости от сопротивления, преодолеваемого насосом, изменяется его подача, поэтому паспортные характеристики пересчитываются.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Развивающаяся техника строительного производства, промышленных предприятий и транспорта обуславливает повышение мобильности, скоростей рабочих движений, внедрение комплексной механизации и автоматизации производств, повышение производительности труда и снижение стоимости продукции.

Парк подъемно-транспортных машин непрерывно растет как количественно, так и качественно. Создание новой машины проходит ряд этапов, причем основным, обеспечивающим возможность прогрессивного развития, является детальное изучение работы действующих машин, аналогичных создаваемой, установление их достоинств и недостатков, изучение требований, предъявляемых к машине развивающейся технологией производства и др.

Комплексная автоматизация производств включает в себя гибкие автоматизированные производства (ГАП) с широким внедрением робототехнических систем, автоматизированных средств ведения и контроля технологических процессов, комплекс машин и оборудования для складирования и транспортировки грузов и т. д. В гибких автоматизированных комплексах применяются различные машины непрерывного транспорта, перегрузочные машины, автоматические бункерные устройства, накопительные системы и др.

Стремление к максимальному использованию складских площадей потребовало внедрения ряда конструктивных решений при проектировании и изготовлении погрузочно-разгрузочных машин. Для работы на складах все более широкое распространение получают погрузчики с выдвижным грузоподъемником, трехколесные погрузчики, погрузчики с перемещающимися колесами, погрузчики и другие машины с приводными колесами в виде мотор-колес, где электродвигатель или гидродвигатель встраивается внутрь колеса. Увеличивается номенклатура сменных грузозахватных приспособлений, возрастает число их типоразмеров, что позволяет комплексно

механизировать погрузочные и транспортные работы практически с любыми разновидностями грузов.

Основными направлениями научно-технического прогресса при создании новой подъемно-транспортной техники являются:

1) совершенствование приводов машин и механизмов (как электрических, так и гидравлических), направленное на расширение диапазона регулирования скоростей, повышение их к.п.д. и надежности, разработка новых конструктивных решений;

2) снижение массы машин, металлоемкости и уменьшение габаритных размеров машин путем создания принципиально новых облегченных конструкций и повышения долговечности; увеличение производства специальных малогабаритных машин малой грузоподъемности;

3) повышение производительности машин путем выбора наиболее рациональной формы исполнительных органов, увеличения скоростей их рабочих движений, квалифицированного обслуживания и т. п.; применение на погрузчиках высокооборотных электродвигателей и гидронасосов; выпуск автопогрузчиков с дизельными двигателями с номинальным числом оборотов 2000...2500 в минутах и выше;

4) повышение надежности машин и упрощение их обслуживания в тяжелых условиях эксплуатации; стандартизация деталей и узлов, их унификация, что уменьшает стоимость запчастей и эксплуатации машин;

5) автоматизация управления машин, т. е. создание машин с многочисленными по назначению автоматическими устройствами, управляющими рабочими движениями этих машин;

6) создание комплектов машин, обеспечивающих комплексную механизацию всех основных видов подъемно-транспортных работ в строительстве, промышленном производстве, на транспорте; повышение степени унификации сборочных единиц и деталей; улучшение условий труда обслуживающего персонала;

7) решение одной из проблем комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и складских работ

путем контейнеризации; разработка наиболее рациональных конструкций кранов-перегрузателей, оснащенных спредерами для обслуживания складов и установкой контейнеров в несколько ярусов;

8) создание новых машин, основанных на перспективных методах транспортирования: на воздушной и магнитной подвеске грузонесущего элемента, с приводом от линейных асинхронных электродвигателей, с применением импульсных систем управления, обеспечивающих бесступенчатое включение и экономный расход энергии, особенно в период разгона и при снижении скорости;

9) увеличение выпуска грузоподъемных кранов большой грузоподъемности, расширение применения в них гидропривода и специализированного электропривода; применение кранов-манипуляторов для выполнения массовых строительных работ – строительно-монтажных и погрузочно-разгрузочных;

10) создание специализированных крановых роботов и манипуляторов с ориентированным захватом, в т. ч. автоматизированных, для работы с тарно-штучными грузами при загрузке-разгрузке автомобилей, железнодорожных вагонов и др.

Совершенствование подъемно-транспортной техники должно проводиться на основе теоретических и экспериментальных исследований, разработки новых методов расчета машин и изучения условий их эксплуатации. Поэтому научные работы и исследования должны развиваться параллельно с ростом производства подъемно-транспортных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Александров М.П.* Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1985. – 520 с.
2. *Александров М.П.* Грузоподъемные машины. – М.: Машиностроение, 2000. – 540 с.
3. *Вайнсон А.А.* Подъемно-транспортные машины. – М.: Машиностроение, 1989. – 523 с.
4. *Вайнсон А.А., Андреев А.Ф.* Крановые грузозахватные устройства. – М.: Машиностроение, 1982. – 303 с.
5. *Гудович М.И., Мауленов Ж.К., Сурашов Н.Т., Бурцев В.В.* Грузоподъемные машины (теория, конструкция и расчет). – Алматы: КазГАСА, 2002. – 216 с.
6. *Гудович М.И., Мауленов Ж.К., Сурашов Н.Т., Бурцев В.В.* Машины непрерывного транспорта (теория, конструкция и расчет). – Алматы: КазГАСА, 2003. – 137 с.
7. *Гудович М.И., Кульгильдинов М.С., Козбагаров Р.А.* Грузоподъемные краны стрелового типа: Учеб. пособие. – Алматы: КазАТК, 2007. – 176 с.
8. *Назарбаева С.М., Сурашев Н.Т.* Көтеру-тасымалдау жүйелері және работ техникасы: Оқулық. – Алматы: ЖШС РПБК «Дәуір», 2011. – 432 бет.
9. *Зенков Р.А., Ивашиков И.И., Колобов Л.И.* Машины непрерывного транспорта. – М.: Машиностроение, 1980. – 304 с.
10. *Иванченко Ф.К.* Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – Киев: Выщ. шк., 1983. – 350 с.
11. *Джисенкулов С.А., Саргужин С.Х.* Расчеты перспективных ленточных конвейеров. – Алматы: РИК МО РК, 1994. – 252 с.
12. *Кабашев Р.А., Гудович М.И., Сурашов Н.Т., Кульгильдинов М.С.* Подъемно-транспортные машины: Учеб. пособие. – Часть 2. – Алматы: КазАТК, 2007. – 264 с.
13. *Кабашев Р.А., Карпыков С.С., Гудович М.И., Сурашов Н.Т.* Расчет и проектирование транспортирующих машин с применением ПЭВМ. – Алма-Ата: РИК МО РК, 1991. – 140 с.

14. *Кабашев Р.А., Карпыков С.С., Гудович М.И., Сурашов Н.Т.* Тасымалдау машиналарын ДЭЕМ-ның көмегімен есептеу және жобалау. – Алматы: РИК МО КР, 1991. – 140 с.

15. *Кабашев Р.А., Гудович М.И., Сурашов Н.Т.* Конструкция и расчет установок пневмотранспорта материалов предприятий строительного производства. – Алма-Ата: Казстройтехпроект, 1990. – 181 с.

16. *Казак С.А.* Основы проектирования и расчета крановых механизмов. – Красноярск: Изд. Кр. Ун-та, 1987. – 181 с.

17. *Колесник Н.П.* Расчеты строительных кранов. – Киев: Выщ. шк. 1985. – 240 с.

18. *Кузьмин А.В., Марон Ф.Л.* Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Выш. шк., 1983. – 350 с.

19. *Сурашов Н.Т., Гудович М.И.* Конспект лекций по дисциплине «Детали машин и подъемно-транспортные машины»: Учеб. пособие. – Часть 1. Детали машин. – 304 с. – Часть 2. Подъемно-транспортные машины. – Алматы: ААСИ, 1989. – 160 с.

20. *Сиваковский А.О., Дьячков В.К.* Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.

21. Робототехника и подъемно-транспортные системы. Учебник / *С.М. Назарбаева, Н.Т. Сурашов, М.И. Гудович.* – Алматы: ТОО РПИК «Дәуір», 2011. – 464 с.

22. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Госгортехнадзор РК. – Алматы: НПА Кранэнерго, 1997. – 239 с.

23. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2002. – 224 с.

24. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / *Ф.К. Иванченко и др.* – Киев: Виша., шк., 1978. – 576 с.

25. *Бурцев В.В., Гудович М.И., Сурашов Н.Т.* Расчет вихтовых конвейеров с применением ЭВМ. – Алма-Ата: ААСИ, 1992. – 48 с.

26. *Бурцев В.В., Гудович М.И., Сурашов Н.Т.* Расчет ковшового элеватора с применением ПЭВМ. – Алма-Ата: ААСИ, 1992. – 692 с.

27. *Бурцев В.В., Гудович М.И., Сурашов Н.Т.* Расчет пластинчатых конвейеров с применением ПЭВМ. – Алма-Ата: ААСИ, 1992. – 40 с.

28. *Павлов Н.Г.* Примеры расчетов кранов. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПОДЪЕМНО- ТРАНСПОРТНЫХ МАШИНАХ	6
1.1. Обзор развития подъемно-транспортных машин (ПТМ)	6
1.2. Классификация подъемно-транспортных машин.....	7
1.3. Принципы серийного производства и надежной эксплуатации ПТМ	9
1.4. Приводы подъемно-транспортных машин.....	10
1.5. Производительность подъемно-транспортных машин	11
1.6. Режимы работы машин	14
1.7. Надёжность и безопасная эксплуатация грузоподъёмных машин	16
Глава 2. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ.....	18
2.1. Определение и классификация.....	18
2.2. Области применения основных грузоподъёмных машин и устройств.	21
2.3. Основные параметры грузоподъёмных машин	23
2.4. Механизмы грузоподъёмных машин	27
2.4.1. Общая характеристика.....	27
2.4.2. Механизм подъёма	28
2.4.3. Механизм передвижения.....	28
2.4.4. Механизм вращения поворотной части крана.....	29
2.4.5. Механизм изменения вылета стрелы.....	29
2.5. Гибкие подъёмные и тяговые элементы.....	31
2.5.1. Канаты	31
2.5.2. Цепи.....	34
2.6. Блоки, звездочки, барабаны.....	36
2.6.1. Блоки и звездочки.....	36
2.6.2. Барабаны.....	37
2.7. Грузозахватные устройства.....	41
2.7.1 Назначение и классификация.....	41

2.7.2. Грузовые крюки, подвески и петли.....	41
Глава 3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЁТА ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МАШИН	47
3.1. Основные положения расчёта грузоподъемных машин	47
3.1.1. Расчетные нагрузки	49
3.2. Статический и кинематический расчёты	51
3.3. Динамический расчёт	53
3.4. Влияние упругости связей	55
Глава 4. КРАНОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ	58
4.1. Механизмы подъема	58
4.1.1. Классификация, схемы, устройство.....	58
4.1.2. Процесс работы механизма подъёма.....	61
4.1.3. Методика расчета механизма подъёма.....	64
4.2. Механизмы передвижения	68
4.2.1. Классификация, схемы, устройство.....	68
4.2.2. Определение сопротивления передвижению.....	70
4.2.3. Методика расчета механизма передвижения.....	74
4.3. Механизмы вращения	76
4.3.1. Определение моментов сопротивления в опорах крана	77
4.3.2. Пуск и торможение механизма вращения.....	79
4.4. Механизмы изменения вылета стрелы.....	81
4.4.1. Классификация, схемы, устройство.....	81
4.4.2. Расчёт механизма изменения вылета с канатным полиспастом	82
Глава 5. ПРОСТЫЕ ГРУЗОПОДЪЁМНЫЕ УСТРОЙСТВА И МЕХАНИЗМЫ	86
5.1. Общие сведения и классификация	86
5.2. Домкраты	86
5.3. Лебёдки	93
5.4. Канатно – блочные полиспасты	98
5.5. Тали	100
Глава 6. КРАНЫ СТРЕЛОВОГО ТИПА	107
6.1. Общие сведения о кранах стрелового типа	107

6.2. Классификация и общая характеристика башенных кранов	108
6.3. Конструкция кранов	114
6.4. Расчет башенных кранов	123
6.4.1. Общие положения	123
6.4.2. Расчет металлоконструкции стрелы	125
6.4.3. Расчет металлоконструкции башни	128
6.4.4. Определение минимального веса противовеса	129
6.5. Общие сведения о стреловых самоходных кранах	131
6.5.1. Стреловое оборудование	133
6.5.2. Автомобильные краны	134
6.5.3. Пневмоколесные краны	138
6.5.4. Краны на шасси автомобильного типа	140
6.5.5. Гусеничные краны	144
6.5.6. Расчет стреловых самоходных кранов	146
Глава 7. КРАНЫ МОСТОВОГО (ПРОЛЕТНОГО) ТИПА	150
7.1. Классификация и общая характеристика	150
7.2. Мостовые краны	152
7.2.1. Классификация и устройство	152
7.2.2. Однобалочные мостовые краны	152
7.2.3. Двубалочные мостовые краны	155
7.2.4. Металлические конструкции крановых мостов	159
7.3. Нагрузки на кран	161
7.4. Расчет металлоконструкций кранов	163
7.5. Конструкции козловых кранов	166
7.5.1. Общие сведения и классификация	166
7.5.2. Конструктивные особенности	167
Глава 8. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИНАХ. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ	171
8.1. Классификация и основные параметры транспортирующих машин	171
8.2. Ленточные конвейеры	173
8.2.1. Определение и классификация	173
8.2.2. Устройство и принцип действия конвейера	175

8.2.3. Методика проектного расчёта ленточного конвейера	177
Глава 9. ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ	189
9.1. Назначение и классификация	189
9.2. Пластинчатые конвейеры	190
9.2.1. Определение и классификация.....	190
9.2.2. Устройство и основные параметры	191
9.2.3. Расчет пластинчатых конвейеров.....	194
9.3. Скребокковые конвейеры	202
9.3.1. Общие сведения и классификация	202
9.3.2. Приводные и натяжные устройства	205
9.3.3. Преимущества и недостатки	206
9.3.4. Методика расчета скребокковых конвейеров	207
9.4. Подвесные конвейеры (ПК)	211
9.4.1. Общие сведения и классификация	211
9.4.2. Основные элементы	213
9.4.3. Основы расчета и проектирования ПК.....	215
Глава 10. ЭЛЕВАТОРЫ	221
10.1. Общие сведения	221
10.2. Ковшовые элеваторы	222
10.2.1. Определение и классификация	222
10.2.2. Общая конструкция	224
10.2.3. Ковши. Загрузка и разгрузка ковшей	226
10.2.4. Основные элементы ковшовых элеваторов.....	230
10.3. Элеваторы для штучных грузов	232
10.4. Методика расчета и проектирования элеваторов ...	234
Глава 11. КОНВЕЙЕРЫ БЕЗ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА	242
11.1. Общие сведения и классификация	242
11.2. Винтовые конвейеры	242
11.2.1. Определение и классификация	242
11.2.2. Конструкция конвейера	245
11.2.3. Основные конструктивные параметры.....	247
11.2.4. Методика расчёта винтовых конвейеров	248
11.3. Вращающиеся транспортирующие трубы	251
11.4. Роликовые конвейеры	254

11.4.1. Общие сведения и классификация	254
11.4.2. Конструктивные особенности	255
11.4.3 Методика расчета роликовых конвейеров	259
11.5. Инерционные конвейеры	261
11.6. Качающиеся конвейеры	263
11.6.1. Конструктивные особенности и принцип работы	263
11.6.2. Основы расчета качающихся конвейеров.....	265
11.6.3. Методика расчета качающихся конвейеров.....	267
11.7. Вибрационные конвейеры	269
11.7.1. Основные типы	269
11.7.2. Конструктивные особенности	270
11.7.3. Элементы вибрационных конвейеров.....	273
11.7.4. Основы теории вибрационных конвейеров	275
11.7.5. Методика расчёта вибрационного конвейера	280
Глава12. ГРАВИТАЦИОННЫЕ (САМОТЕЧНЫЕ) УСТРОЙСТВА	283
12.1. Общие сведения и конструкция.....	283
12.2. Расчет гравитационных устройств	286
Глава13. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ	290
13.1. Сведения о пневмотранспортных установках.....	290
13.2. Основные элементы пневмотранспортных установок	293
13.3. Теоретические основы расчёта пневмотранспортных установок	297
13.4. Методика расчёта пневмотранспортной установки	300
13.5. Гидравлические транспортные установки	303
13.5.1. Общие сведения	303
13.5.2. Схемы и оборудование гидротранспортных установок	304
13.5.3. Методика расчёта гидротранспортных установок	308
Заключение	311
Список литературы	314

ГУДОВИЧ МИХАИЛ ИВАНОВИЧ



Год рождения: 14 февраля 1937 года.

Образование: высшее, 1954–1959 гг. – годы обучения в Днепропетровском инженерно-строительском институте. Окончил механический факультет по специальности «Строительные машины и оборудование».

В 1959–1965 гг. работал в тресте «Каратаухимстрой» механиком, а затем – главным механиком Управления механизированных работ.

1965–1968 гг. – старший преподаватель Каратауского филиала КазПТИ. С 1969 г. по 1972 г. учился в целевой аспирантуре МИСИ (г. Москва) на кафедре «Строительные машины» под руководством акад. Домбровского Н.Г. и проф. Вайнсона А.А.

1972–1978 гг. – старший преподаватель филиала КазПТИ в г. Каратау. С 1978 г. по 1986 г. – старший преподаватель, а с 1982 г. – доцент кафедры «СПШМ» АлийИИТа (г. Алма-Ата).

1987–1991 гг. – доцент кафедры «Механизация и автоматизация строительства» ААСИ. 1992–1996 гг. – профессор кафедры «ПТСДМиО» ААДИ. 1997–2007 гг. – доцент кафедры «ПТСДМиО» КазАТК.

С 2008 г. по настоящее время работает доцентом на кафедре «ПТМиГ» КазНТУ им К.И. Сатпаева.

Кандидат технических наук по специальности 05.05.04 – «ПТМСДМ». Кандидатскую диссертацию защитил в 1975 году. Ученое звание доцента присвоено в 1982 году. Гудович М.И. – известный специалист по динамике подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин, а также по научному прогнозированию ПТСДМ.

Список научных и учебно-методических трудов Гудовича М.И. включает 116 наименований, в том числе 1 учебник, 12 учебных пособий, 1 аналитический обзор, 4 авторских свидетельства и патента на изобретения.

Принимал участие в разработке Государственных общеобязательных стандартов образования по специальности 2803 – «ПТСДМ».

Гудович М.И. женат, имеет сына и внука.

Основные научные и учебно-методические труды:

1. Деформативность строительных монтажных кранов и кранов-манипуляторов. Аналитический обзор. – Алма-Ата: КазНИИПТИ, 1991. – 48 с.

2. Подъемно-транспортные машины: Учеб. пособие. – Ч. 1. – Алматы: Ихтисат, 1998. – 216 с.; – Ч. 2. – Алматы: КазАТК. – 263 с.

3. Робототехника и подъемно-транспортные системы: Учебник. – Алматы: ТОО «Дәуір», 2011. – 464 с.

4. Выбор стреловых кранов для ведения строительно-монтажных работ: Учеб. пособие. – Алматы: ЦАУ, 2012. – 146 с.

Учебное издание

Сурашов Нургали Толымбекович,
Гудович Михаил Иванович

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

Учебное пособие

Нач. РО ИИЦ
Редактор
Компьютерная верстка

З. Губайдулина
З. Губайдулина
А.Н. Оразалиева

Подписано в печать 12. 03. 12 г.

Тираж 300 экз. Формат 60x84x 1/16. Бумага типогр. № 1.

Уч.-изд.л. 20,1. Усл. п.л. 18,7. Заказ № . Цена договорная.

Издание Казахского национального технического
университета им. К.И. Сатпаева
Информационно-издательский центр КазНТУ,
г. Алматы, ул. Ладыгина, 32

ISBN 978-601-228-366-2

