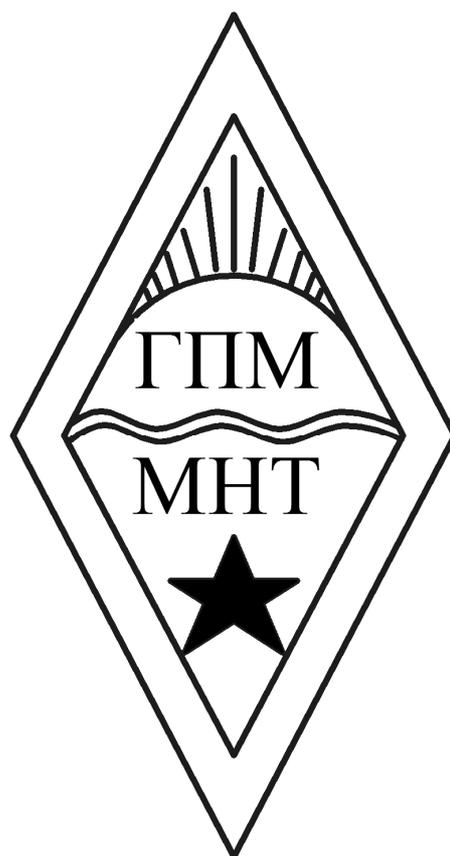


# **ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ**

**Учебное пособие**



**Омск – 2014**

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия  
(СибАДИ)»

Ю.В. Ремизович, О.В. Курбацкая

ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ  
МАШИНЫ

Учебное пособие

Омск  
СибАДИ  
2014

УДК 621.87: 621.867  
ББК 39.92: 39.931  
Р38

*Рецензенты:*

канд. техн. наук, проф. А.И. Демиденко;  
д-р техн. наук, проф. И.В. Бояркина

Работа одобрена редакционно-издательским советом академии направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» факультета НСТ в качестве учебного пособия для выполнения курсовых работ по дисциплинам «Грузоподъемные машины», «Машины непрерывного транспорта».

**Ремизович, Ю.В.**

**Р38** **Транспортно-технологические машины:** учебное пособие / Ю.В. Ремизович, О.В. Курбацкая. – Омск: СибАДИ, 2014. – 156 с.

ISBN 978-5-93204-717-0

Приведены общие сведения о кранах и конвейерах, а также даны методики расчета основных крановых механизмов, конвейеров и их приводов с необходимыми справочными данными. Предназначены для студентов направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» всех форм обучения, конструкторской подготовки, а также в рамках магистерской подготовки.

УДК 621.87: 621.867  
ББК 39.92: 39.931

ISBN 978-5-93204-717-0

© ФГБОУ ВПО «СибАДИ», 2014

## Предисловие

Кафедра «Подъемно-транспортные, тяговые машины и гидропривод» осуществляет подготовку специалистов (инженеров) и бакалавров с уклоном на предстоящую работу выпускников в сфере конструирования подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Исходя из этого, признано наиболее целесообразным для их скорейшей адаптации на производстве оформлять документацию курсовых проектов (работ) с соблюдением ГОСТ ЕСКД 2.105-95 «Общие требования к текстовым документам». Данная работа оформлена также с соблюдением указанного государственного стандарта.

В данном издании учебного пособия по сравнению с первым (2011г.) исправлены опечатки, а также сделаны дополнения новейшими сведениями из области подъемно-транспортной техники. Структурно материал изложен в порядке возрастания сложности технических устройств, что способствует усвоению. Основным документом в краностроении являются «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов». Поэтому учебное пособие дополнено прямыми заимствованиями из этого документа. Следует подчеркнуть важность следования в практической работе на объектах с использованием кранов требованиям «Правил...».

Теоретические выкладки в учебном пособии сведены до необходимого минимума с упором на практическое использование формул для расчетов курсового проекта.

## Введение

Труд создал человека. Этому утверждению две сотни лет. Но какой труд? Можно свести многие формы труда к одной: подъём и перемещение тяжестей. Будь-то камень, поднятый неандертальцем для самозащиты, или каменная глыба, уложенная рабами в основание пирамиды... Или кирпичи, укладываемые каменщиком в возводимое здание, или многотонные детали собираемой машины.

Итак, все виды работ, вся деятельность человечества – это грузоподъёмные операции. Грузоподъём – это способ существования человечества, образ жизни.

Были в истории разные эпохи: пара, электричества, атомная и т.д. Одна эпоха сменялась другой, но неизменно оставалась необходимость грузоподъёма. Неизбывность и первичность грузоподъёма обусловили череду упомянутых эпох. На смену мускульной силе пришла энергия пара, её сменила энергия электричества.... Почему? – чтобы эффективнее был грузоподъём. Сущность цивилизации – в грузоподъёме.

Одна общественная формация сменяла друг друга, чередовались и сходили на нет виды энергии, доминировавшие в бытии человечества, но неизменен грузоподъём и неумолим, как закон земного притяжения!

Сущность грузоподъёма заложена и раскрыта в физических законах и философских категориях, напоминая в каждодневных житейских ситуациях. Познать её и уметь применять на практике учит дисциплина «Грузоподъёмные машины», объединившая физику, механику, электротехнику, теорию управления.

Особенностями грузоподъёмных машин (ГПМ) является ряд обстоятельств: ГПМ (краны) во всём многообразии своих конструкций и типоразмеров служат мощнейшим средством механизации строительства, социальным фактором сокращения тяжёлого физического труда. Краны – источник повышенной опасности, что накладывает особые требования к их проектированию и изготовлению.

Цель изучения курса «Грузоподъёмные машины» состоит в получении навыков инженерной работы.

Задачи изучения: ознакомиться с типоразмерным рядом ГПМ; освоить методы расчёта основных крановых механизмов; закрепить

сведения о ГПМ при выполнении и оформлении технических документов курсового проекта.

Краны подразделяют на универсальные, применяемые в различных отраслях, и специализированные (специальные), используемые в операциях технологического процесса какой-то одной отрасли. К грузоподъемным машинам отнесены грузоподъемные манипуляторы, дальнейшим развитием последних являются роботы. Историческим предшественником кранов являются грузоподъемные механизмы (механизмы с ручным приводом – МРП).

Предмет изучения – универсальные краны. Кран – комплексная машина, содержащая металлоконструкцию и крановые механизмы. Расчёт и проектирование крана должны выполняться с учётом единства составных частей.

Конъюнктура рынка – соотношение спроса и предложения. Спрос будет зависеть, помимо прочего, от технического уровня грузоподъемной техники. Создавать новую технику необходимо с обеспечением высоких технических, эксплуатационных показателей, а также показателей безопасности и экологичности.

В последнее время уделяется большое внимание вопросам внедрения инноваций и энергосберегающих технологий. Инновации – это технические решения на основе последних достижений фундаментальной науки. Создание инновационных продуктов означает решение технических задач на уровне изобретений с соответствующей патентной защитой, т.е. патентование. Одним из направлений решения энергосбережения – изыскание способов управления скоростью рабочих движений, осуществляемых от асинхронных электродвигателей переменного тока, за счет использования устройств и средств механики. В настоящее время для управления частотой вращения электродвигателей используются электротехнические приемы с воздействием на параметры питающей электросети. Все это не может не сопровождаться неэффективными затратами электроэнергии. Подобные электротехнические устройства, например частотное тиристорное регулирование с элементами электроники, требует грамотного обслуживания. Для этого необходимы специалисты соответствующей квалификации. В данном издании указан ряд инновационных разработок механического типа для обеспечения энергосбережения.

Этими пожеланиями должны руководствоваться бакалавры, специалисты и магистры в своей дальнейшей работе.

# 1. ГРУЗОПОДЪЕМНАЯ ТЕХНИКА

К ней, помимо кранов, относят механизмы с ручным приводом (МРП). Основное назначение указанных механизмов – монтажные (демонтажные) работы и операции, в том числе в сфере обслуживания (автосервис). Особенность МРП – небольшое (не более 0,5 м) перемещение объекта в основном по вертикали.

## 1.1. Принятые обозначения параметров и их размерность в системе СИ

$Q$  – грузоподъемность, кг;

$F$  – сила, Н;

$G = Qg$  – сила тяжести, Н;

$L (\ell)$  – длина, м;

$t(\tau)$  – время, с;

$P$  – мощность, кВт;

$p$  – давление, МПа;

$\sigma$  – напряжение, МПа;

$n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>;

$T$  – момент (изгибающий, вращающий), Н·м.

При расчетах для получения правильного результата в формулы подставлять указанные размерности.

Наиболее типичные представители МРП – домкраты, лебедки и тали [1, 2, 3, 4].

## 1.2. Винтовой домкрат

Общий вид и расчетная схема – см. рисунок 1.1.

Домкрат содержит корпус 1, гайку 2, винт 3, головку 4, реверсивный привод 5, включающий храповик 6, рукоять 7, ручку 8, пружину 9, ось 10, защелку 11. При указанном на рисунке положении защелки возможно вращение винта против часовой стрелки (подъем груза); после ее переключения – по часовой (опускание груза).

Расчет домкрата включает определение моментов  $T_1$  от силы тяжести груза и сил трения в резьбе;  $T_2$  – в опорной поверхности головки винта:

$$T_1 = G \operatorname{tg}(\alpha + \rho) d_2 / 2,$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы, м;  $\alpha = \arctg[t/(\pi d_2)]$  – угол подъема винтовой линии, град (здесь  $t$  – шаг резьбы, м);  $\rho = \arctg f$  – угол трения, град (здесь  $f$  – коэффициент трения витков гайки и винта: при стальном винте и бронзовой гайке  $f = 0,08$ ; при стальном винте и чугунной гайке  $f = 0,12$ ).

$$T_2 = Gfd_0 / 2,$$

где  $f = 0,15$  – коэффициент трения стали по стали;  $d_0$  – средний диаметр поверхности трения, м.

Необходимо рабочее усилие на рукоятке

$$F_{раб} = (T_1 + T_2) / \ell_p,$$

где  $\ell_p$  – длина рукоятки, м.

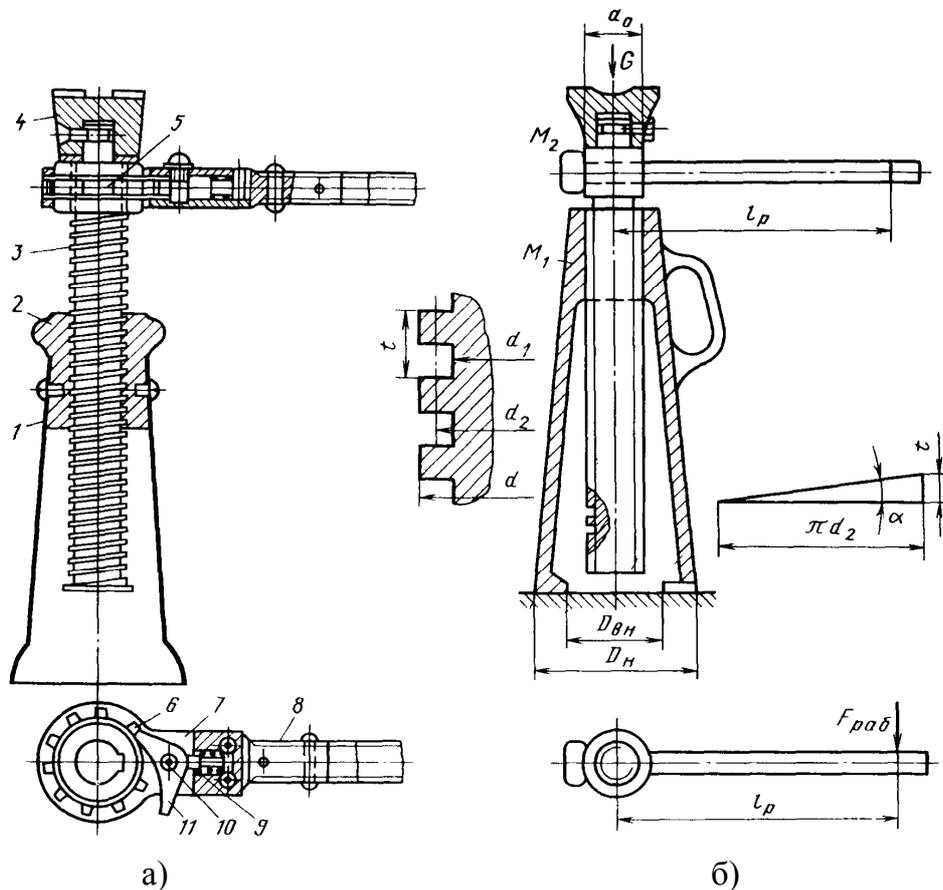


Рисунок 1.1 – Винтовой домкрат:  
а – общий вид; б – расчетная схема

Винт подвергнут сжатию от силы тяжести и кручению от момента  $T_1$ . Приведенное напряжение сжатия и кручения (Па)

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left[4G / (\pi d_1^2)\right]^2 + 4(T_1 / W_p)^2} \leq [\sigma_{сж}],$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы, м;  $W_p = 0,2d_1^3$  – полярный момент сопротивления сечения винта, м<sup>3</sup>;  $[\sigma_{сж}] = 50$  МПа – допускаемое напряжение для сталей 35 и сталь ст.3.

Длинные винты проверяют на устойчивость.

Для обеспечения износостойкости резьбу гайки проверяют на давление (Па):

$$p = 4G / [\pi(d^2 - d_1^2)z] \leq [p],$$

где  $d$  – наружный диаметр резьбы, м;  $z \leq 10$  – количество витков резьбы по высоте гайки;  $[p]$  – допускаемое давление для стали по чугуна;  $[p] = 50$  МПа; для стали по бронзе  $[p] = 10$  МПа.

По размерам  $D_{вн}$  и  $D_n$  проверяют опорную поверхность на смятие.

Грузоподъемность винтовых домкратов 5, 10, 20 и 25 т, высота подъема до 350 мм, масса 17...60 кг. Некоторые домкраты снабжены поперечными салазками с горизонтальным приводным винтом, с помощью которого можно смещать груз в сторону до 300 мм.

### 1.3. Реечный домкрат

Состоит (рисунок 1.2) из корпуса 6, в направляющих которого перемещается рейка 5, в верхней части рейка имеет поворотную головку 4 для опирания груза, а в нижней – лапу 7 для подъема низко расположенных грузов. Рейка перемещается в корпусе с помощью реечной шестерни, получающей вращение от рукоятки 1 через зубчатые передачи. Для удержания поднятого груза на приводном валу установлен грузоупорный тормоз 2 с размыкаемыми поверхностями трения, элементом которого является безопасная рукоятка (рисунок 1.2, б).

При подъеме груза собачка 3 проскальзывает, после остановки она заходит за зуб храповика 8 и удерживает поднятый груз.

Грузоподъемность домкратов 3, 5 и 6 т; на лапе грузоподъемность в 2 раза меньше. Высота подъема до 380 мм, масса – 35...70 кг.

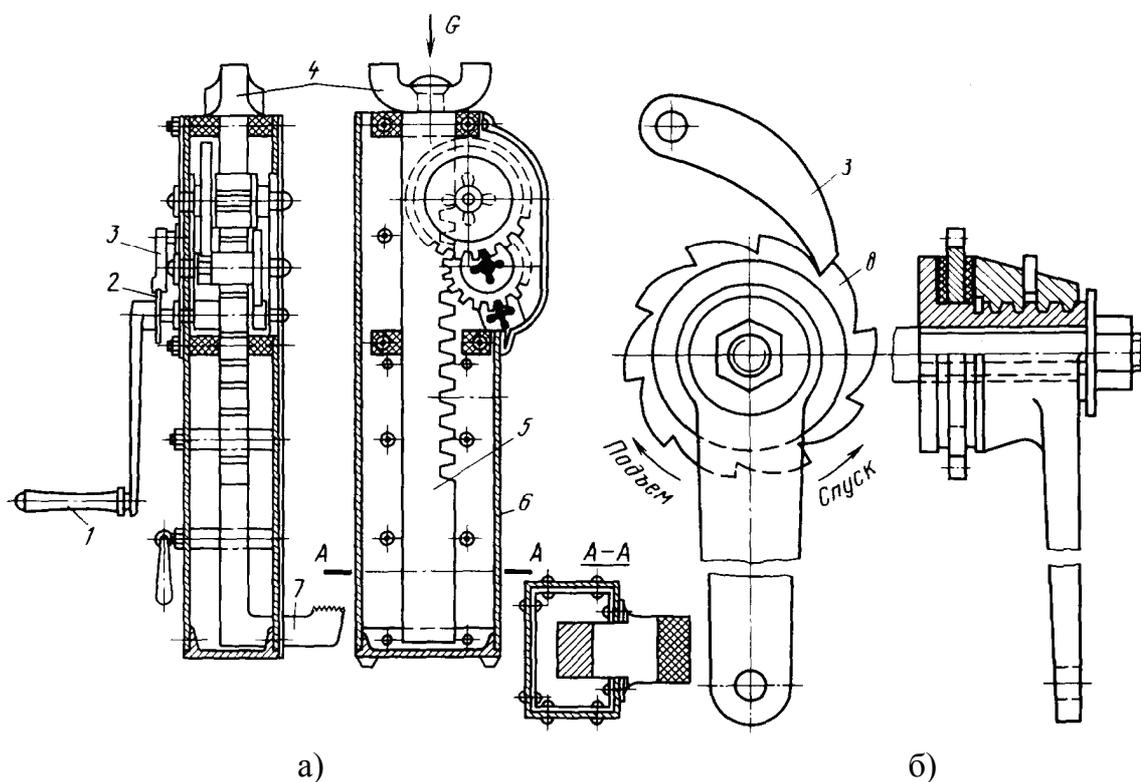


Рисунок 1.2 – Реечный домкрат:  
 а – общий вид; б – рукоятка с грузопорным тормозом

#### 1.4. Гидравлический домкрат

Состоит (рисунок 1.3) из корпуса 1, в котором размещены цилиндр с поршнем 2, плунжерный насос с рукояткой 5, всасывающий 7 и нагнетательный 8 клапаны, резервуар для рабочей жидкости 6 и спускной клапан 3. Поршень в цилиндре уплотняется манжетами. Качанием рукоятки влево цилиндр 4 насоса через всасывающий клапан из резервуара заполняется рабочей жидкостью. При ходе рукоятки вправо поршень насоса через нагнетательный клапан подает жидкость в рабочий цилиндр и поршень с грузом поднимается. Для опускания груза открывают сливной клапан, и жидкость из рабочего цилиндра перетекает в резервуар, изменением отверстия клапана регулируют скорость опускания груза. Рабочее давление жидкости до 40 МПа. Рабочая жидкость типа ВМГЗ.

Давление в рабочем цилиндре при подъеме груза (Па)  $p = 4G / (\pi D^2)$  (здесь  $D$  – диаметр поршня, м; усилие (Н) на плунжере насоса  $F_{nl} = p \pi d^2 / 4$  (здесь  $d$  – диаметр плунжера, м). Необходимое рабочее усилие (Н) на рукоятке  $F_{раб} = F_{nl} \ell / (\ell_p \eta)$  (здесь  $\ell_p = 400$  мм

– длина рукоятки, м;  $l \sim 0,05 l_p$  – длина рычага плунжера, м;  $\eta = 0,8$  – КПД домкрата).

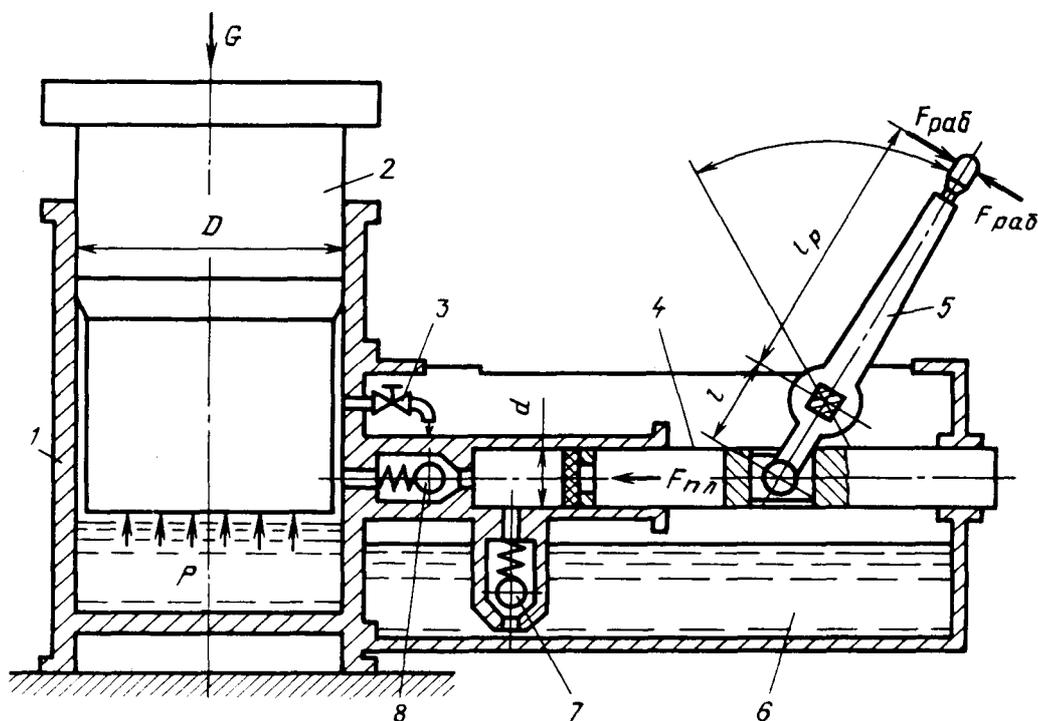


Рисунок 1.3 – Схема гидравлического домкрата

Грузоподъемность домкратов от 5 до 100 т и более, высота подъема 75...150 мм, масса 3...80 кг. Для подъема груза на большую высоту применяют домкраты двойного действия, которые поднимают груз ступенчато, используя при этом клетку из деревянных брусьев, наращиваемую по мере груза.

## 1.5. Лебедки

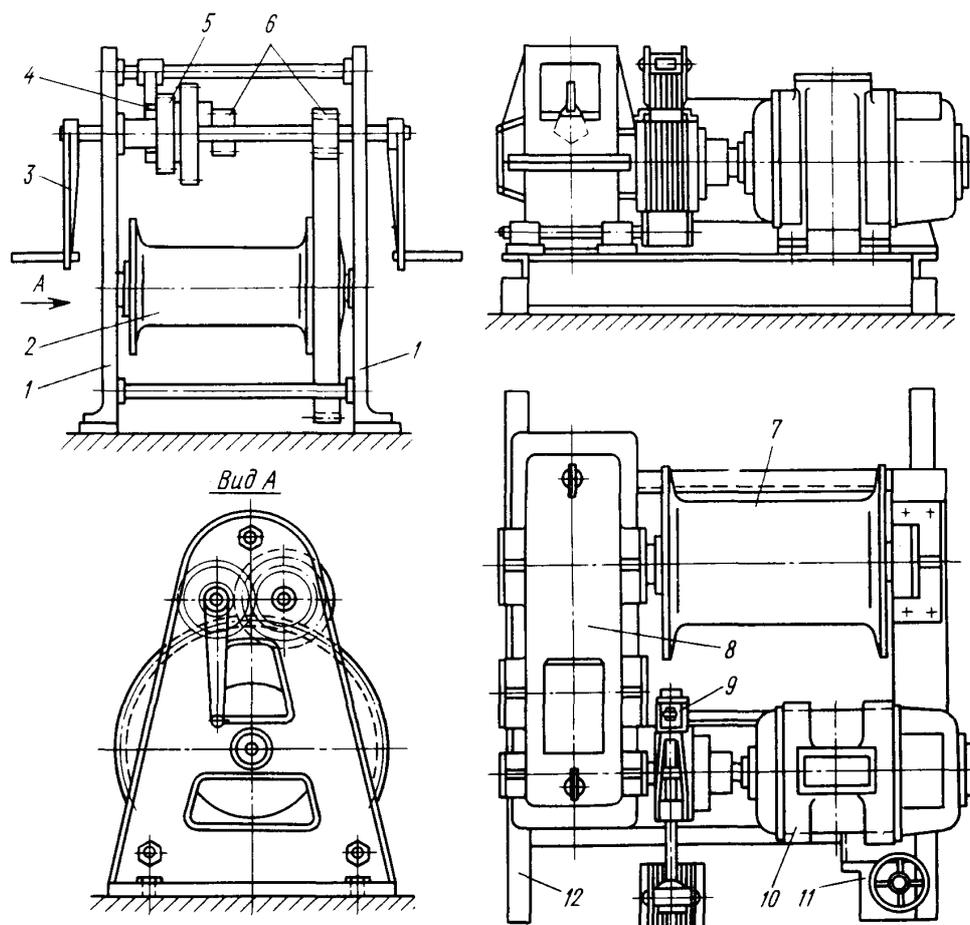
Лебедки применяют для горизонтального перемещения грузов при монтажных, ремонтных и других работах. Основными параметрами лебедок являются тяговое усилие каната и канатоемкость барабана. По типу привода лебедки бывают с ручным и электрическим приводами.

Ручная лебедка (рисунок 1.4) имеет станину 1, состоящую из двух боковых щитов, соединенных распорными стяжками. В щитах закреплены подшипниковые опоры валов зубчатых передач 6 и барабана 2. Привод осуществляется от одной или двух съемных рукояток 3. На быстроходном валу установлен автоматический

винтовой грузоупорный тормоз 4. Для лебедки предусмотрены две скорости, которые получают переключением вручную блока шестерен 5. Барабан гладкий с ребрами, навивка каната многослойная без канатоукладчика. Грузовой момент на барабане (Н·м)

$$T_{\bar{o}} = F_{\bar{n}} D_0 / 2,$$

где  $F_{\bar{n}}$  – тяговое усилие лебедки, Н;  $D_0$  – диаметр барабана по центру оси каната последнего слоя навивки, м.



а)

б)

Рисунок 1.4 – Однобарабанные лебедки:  
а – с ручным приводом; б – электрическая

Необходимое рабочее усилие (Н) на рукоятке  $F_{\text{раб}} = T_{\bar{o}} / (u \ell_p z \alpha \eta)$  (здесь  $u$  – передаточное число лебедки;  $\eta$  – общий КПД;  $\ell_p$  – длина рукоятки, м;  $z$  – количество рабочих;  $\alpha$  – коэффициент неравномерности приложения усилий рабочими ( $\alpha = 0,95$  при  $z = 2$ ;  $\alpha = 0,90$  при  $z = 4$ )).

Ручные лебедки имеют тяговые усилия от 12,5 до 80 кН на первой передаче. Канатоемкость лебедок от 50 до 75 м. Масса лебедок 160...900 кг.

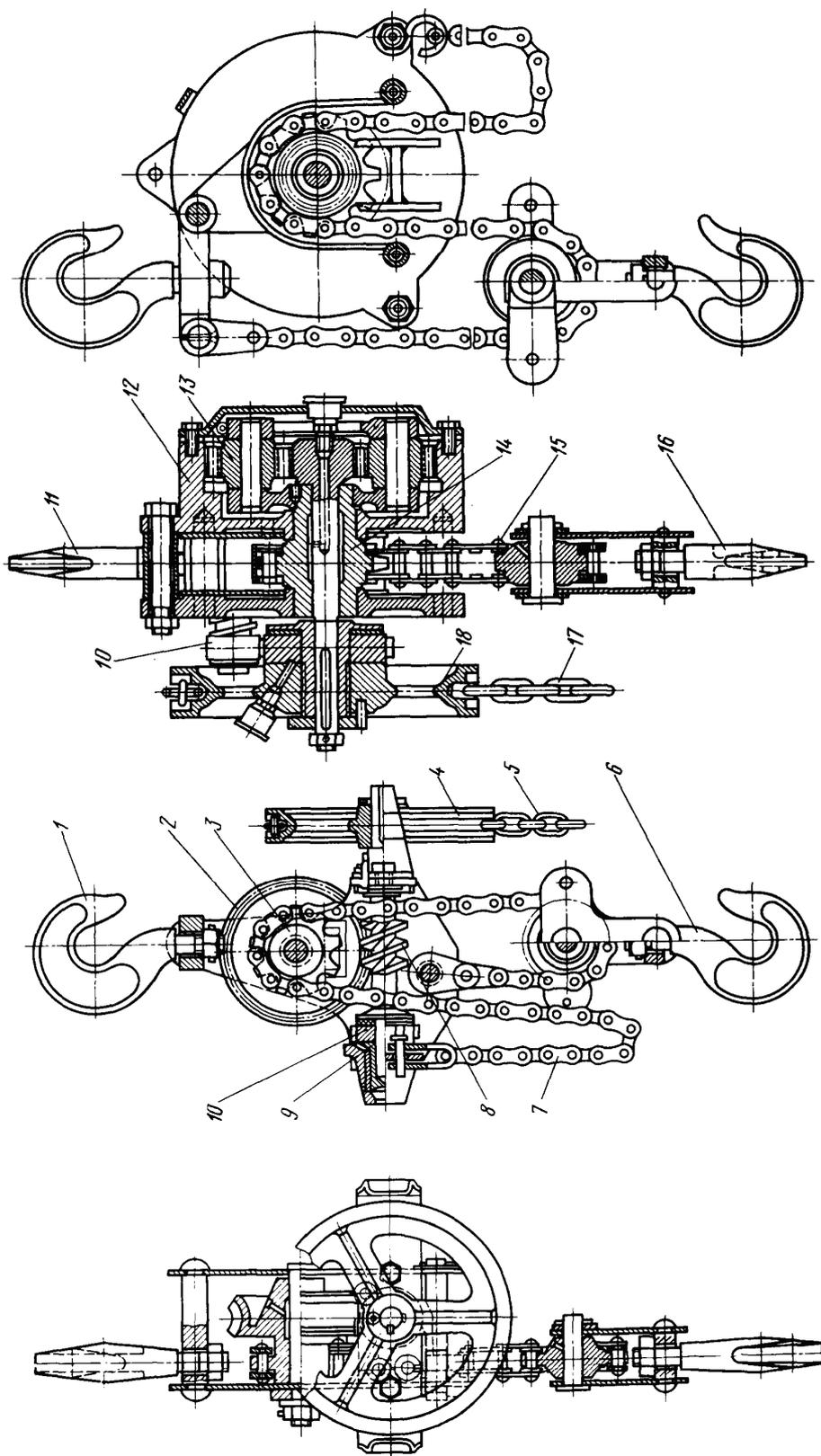
## 1.6. Тали

Талями называют компактные смонтированные в одном корпусе лебедки, состоящие из привода, тормоза, редуктора, барабана (или звездочки) и крюковой подвески. Тали широко применяют для механизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ со штучными грузами. По типу привода тали могут быть с ручным и электрическим приводами; по типу гибкого элемента – цепные и канатные.

Тали подвешивают за крюк к треногам, перекрытиям цехов, балкам, а также к тележкам, которые могут перемещаться по двутавровым балкам.

Червячная таль (рисунок 1.5, а) имеет обойму, в верхней части которой закреплен крюк 1. Подъемный механизм состоит из тягового колеса 4 с круглозвенной калиброванной цепью 5, грузоупорного тормоза 9, червяка 8, червячного колеса 2, выполненного литым со звездочкой 2, грузовой цепи 7 (пластинчатой или круглозвенной калиброванной) и крюковой подвески 6. Тормоз дисковый с неразмыкаемыми поверхностями трения. Он состоит из свободно посаженного на вал червяка храповика, который постоянно зажат между фланцами червяка и втулкой подшипника. Защелка закреплена на обойме тали. Для подъема груза тяговому колесу сообщают вращение с помощью цепи. Защелка проскакивает по храповику и не препятствует подъему груза. После остановки защелка упирается в зуб храповика и удерживает груз на весу. При опускании груза тяговое колесо вращают в обратном направлении, храповик неподвижен, поэтому преодолевается момент от сил трения между сжатыми поверхностями храповика и фланца червяка. Грузоподъемность для червячных талей: 0,25; 0,5; 1,0; 2,0; 3,2; 5,0; 8,0 и 12,5 т.

Шестеренная таль (рисунок 1.5, б) имеет корпус 12 с крюком 11. Подъемный механизм состоит из тягового колеса 18 с цепью 17, грузоупорного тормоза 10, планетарного редуктора 13, звездочки 14, грузовой цепи 15 (пластинчатой или круглозвенной калиброванной) и крюковой подвески.



б)

Рисунок 1.5 — Тали с ручным приводом:  
 а — червячная; б — шестеренная

а)

Тормоз дисковый с размыкаемыми поверхностями трения. Храповик свободно посажен на втулку и замыкается между фланцами втулки и торцовой поверхностью тягового колеса. Защелка закреплена на корпусе тали. При подъеме груза тяговое колесо, вращаемое цепью, навинчивается на резьбу ступницы, сжимает храповик и за счет сил трения приводит во вращение фланец с втулкой и валом редуктора. Защелка не препятствует подъему. После остановки тягового колеса защелка упирается в зуб храповика и удерживает груз на весу. Для опускания груза необходимо вращать тяговое колесо в обратном направлении. Грузоподъемность шестеренных талей до 10 т.

## 2. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ КРАНЫ

Их назначение – подъем и перемещение грузов. Область применения – все части и сферы производства: строительство, заводские цеха и склады, транспортные пути, добыча полезных ископаемых и т.д. Грузы могут быть штучными (железобетонные и металлические детали конструкции), насыпными (песок, гравий), пакетированными (ящики, бочки, коробки, поддоны). Масса груза может колебаться от нескольких десятков килограмм до сотен и даже тысяч тонн.

Расчет и проектирование кранов ведут с учетом интенсивности их эксплуатации, которую выражают группой режима. Для крановых механизмов их восемь: от М1 до М8. Группы М1, М2, М3 предусмотрены для механизмов с ручным приводом; прочие – для кранов с машинным приводом.

Группу режима получают сочетанием двух классов: класса использования по грузоподъемности (интенсивность силовых воздействий) и класса использования по времени (интенсивность наработки в моточасах). Класс использования по грузоподъемности выражают через коэффициент  $K_z$ , имеющий численные значения: 0,125 – легкий режим; 0,25 – умеренный; 0,50 – тяжелый; 1,00 – весьма тяжелый. В общем виде

$$K_z = Q_i / Q,$$

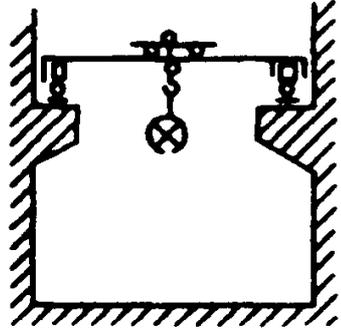
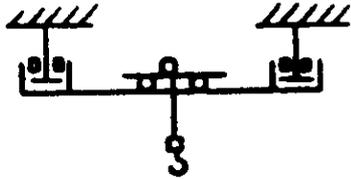
где  $Q_i$  – среднее значение массы груза за время эксплуатации;  $Q$  – номинальная грузоподъемность крана.

Классы использования по времени имеют интервал наработки за расчетный срок службы крана от 200 до 100 000 часов. Подробнее – см. [6].

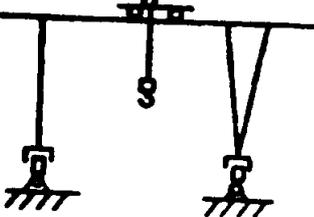
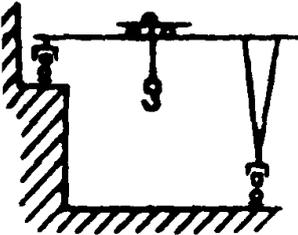
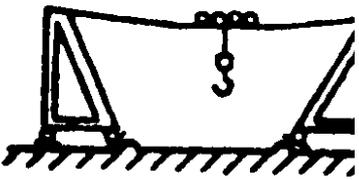
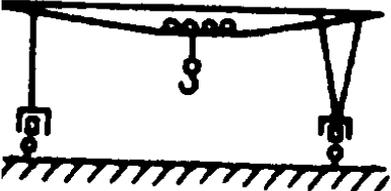
## 2.1. Классификация кранов. Термины и определения

Таблица 2.1

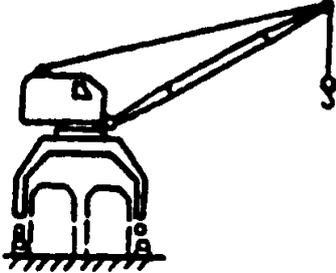
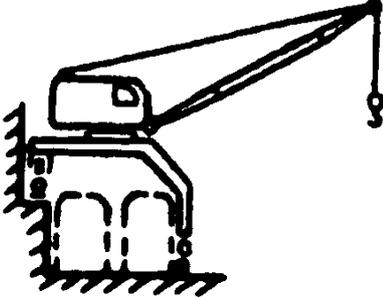
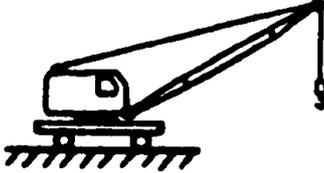
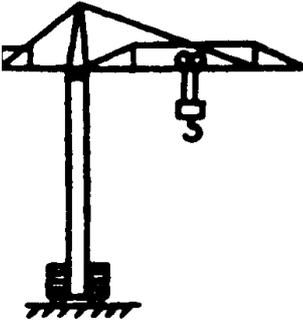
Общие сведения о кранах

№ п/п	Термин	Определение	Схема
1	2	3	4
1	Машина грузоподъемная	Техническое устройство циклического действия для подъема и перемещения груза	—
2	Кран грузоподъемный	Грузоподъемная машина, оснащенная стационарно установленными грузоподъемными механизмами	—
3	Кран мостового типа	Кран, у которого грузозахватный орган подвешен к грузовой тележке, тали или крану стрелового типа, перемещающейся по мосту	—
4	Кран мостовой опорный	Кран, у которого мост опирается непосредственно на крановый путь, размещаемый на крановых строительных конструкциях	
5	Кран мостовой подвесной	Кран, у которого мост подвешен к нижним полкам надземного кранового пути	

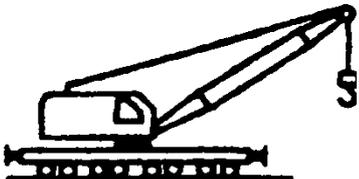
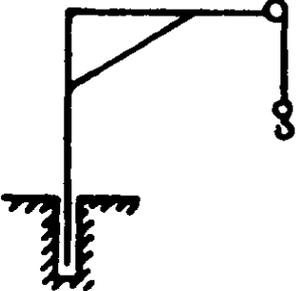
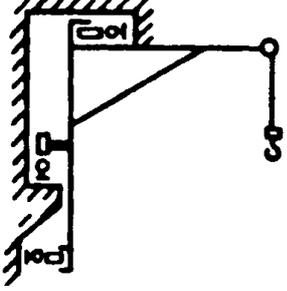
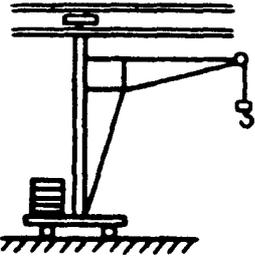
Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
6	Кран – штабелер мостовой	Кран мостовой, оборудованный вертикальной колонной с грузоподъемником – устройством для штабелирования груза	
7	Кран козловой	Кран, у которого мост опирается на крановый путь при помощи двух опорных стоек	
8	Кран полукозловой	Кран, у которого мост опирается на крановый путь с одной стороны непосредственно, а с другой стороны – при помощи опорной стойки	
9	Кран кабельного типа	Кран, у которого грузозахватный орган подвешен к грузовой тележке, перемещающейся по несущим канатам	—
10	Кран кабельный	Кран, у которого несущими элементами являются канаты, закрепленные в верхней части опорных мачт (башен)	
11	Кран кабельный мостовой	Кран, у которого несущими элементами являются канаты, закрепленные на концах моста	

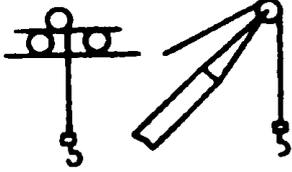
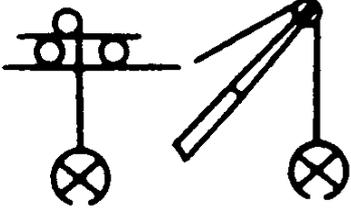
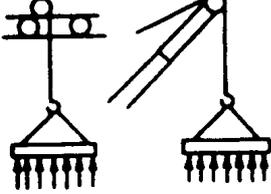
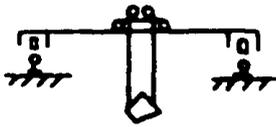
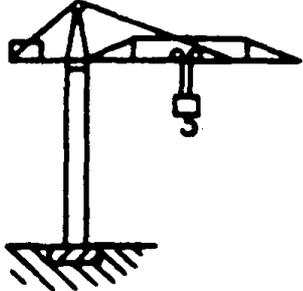
Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
12	Кран стрелового типа	Кран, у которого грузозахватный орган подвешен к стреле или тележке, перемещающейся по стреле	—
13	Кран порталный	Кран поворотный на портале, предназначенном для пропуска железнодорожного или автомобильного транспорта	
14	Кран полупортальный	Кран поворотный на полупортале, предназначенном для пропуска железнодорожного или автомобильного транспорта	
15	Кран стреловой	Кран поворотный, у которого стрела или башенно-стреловое оборудование закреплены на поворотной платформе, размещенной непосредственно на ходовом устройстве. Краны автомобильный, пневмоколесный, на специальном шасси, гусеничный, тракторный	
16	Кран башенный	Кран поворотный со стрелой, закрепленной в верхней части вертикально расположенной башни	

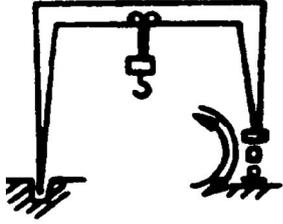
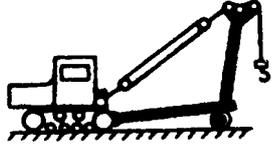
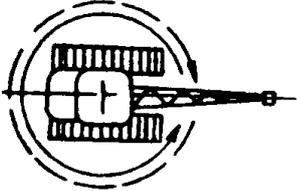
Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
17	Кран железнодорожный	Кран, смонтированный на платформе, передвигающейся по железнодорожному пути	
18	Кран консольный	Кран стрелового типа, грузозахватный орган которого подвешен к жестко закрепленной консоли (стреле) или к тележке, перемещающейся по консоли (стреле)	—
19	Кран консольный на колонне	Кран, имеющий возможность вращаться на колонне, основание которой прикреплено к фундаменту, либо прикрепленный к колонне, которая может вращаться в подпятнике, размещенном в фундаменте	
20	Кран настенный	Кран, прикрепленный к стене либо перемещающийся по крановому пути, закрепленному на стене или несущей конструкции	
21	Кран велосипедный	Кран, перемещающийся по наземному крановому пути и удерживаемый верхней направляющей	

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
22	Кран крюковой	Кран, оборудованный грузозахватным органом в виде крюка	
23	Кран грейферный	Кран, оборудованный грузозахватным органом в виде грейфера	
24	Кран магнитный	Кран, оборудованный грузозахватным органом в виде электромагнита	
25	Кран литейный	Кран мостовой, оборудованный механизмами подъема и опрокидывания литейного ковша	
26	Кран с траверсой	Кран мостовой, оборудованный траверсой, предназначенной для транспортировки длинномерных грузов	—
27	Кран стационарный	Кран, закрепленный на фундаменте или на другом неподвижном основании	

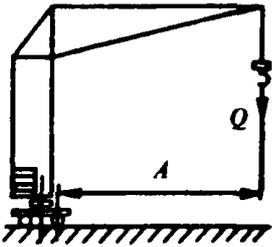
Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
28	Кран радиальный	Кран, имеющий возможность перемещения при работе относительно стационарной опоры	
29	Кран передвижной	Кран, имеющий возможность передвижения при работе	—
30	Кран прицепной	Кран передвижной, не оборудованный механизмом для передвижения и перемещаемый в прицепе за тягачом (буксиром)	
31	Кран на гусеничном ходу	Кран, снабженный для передвижения гусеницами	—
32	Кран на колесном ходу	Кран, снабженный для передвижения колесами	—
33	Кран автомобильный	Кран, установленный на автомобильном шасси	—
34	Кран на специальном шасси	Кран, установленный на специальном шасси автомобильного типа	—
35	Кран пневмоколесный	Кран, установленный на пневмоколесном шасси	—
36	Кран короткобазовый	Кран, установленный на короткобазовом шасси	—
37	Кран рельсовый	Кран, передвигающийся по рельсовому крановому пути	—
38	Кран электрический	Кран с электрическим приводом механизмов	—
39	Кран механический	Кран с механическим приводом механизмов	—
40	Кран гидравлический	Кран с гидравлическим приводом механизмов	—
41	Кран полноповоротный	Кран поворотный, имеющий возможность вращения поворотной части от одного крайнего положения до другого на угол 360° и более	

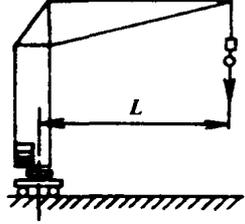
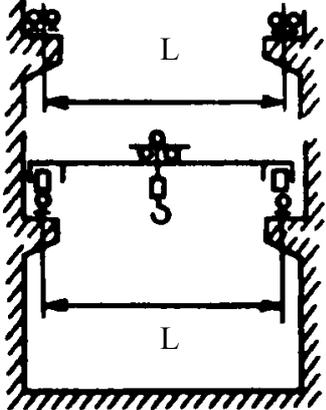
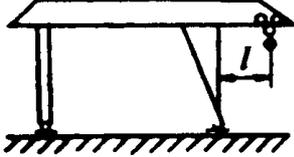
Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
42	Грузоподъемность полезная $m_n$	Груз массой $m_n$ , поднимаемый краном и подвешенный при помощи съемных грузозахватных приспособлений или непосредственно к несъемным грузозахватным приспособлениям	—
43	Съемное грузозахватное приспособление $m_{сг}$	Устройство массой $m_{сг}$ , соединяющее груз с краном. Съемное грузозахватное приспособление легко снимается с подъемного устройства и отсоединяется от груза	—
44	Грузоподъемность нетто $m_n$	Груз массой $m_n$ , поднимаемый краном и подвешенный при помощи несъемных грузозахватных приспособлений. Масса $m_n$ представляет собой сумму значений массы груза, соответствующего полезной грузоподъемности $m_n$ и съемных грузозахватных приспособлений $m_{сг}$ : $m_n = m_n + m_{сг}$	—
45	Несъемное грузозахватное приспособление $m_{нг}$	Устройство массой $m_{нг}$ , к которому можно подвешивать груз, соответствующий грузоподъемности нетто, и которое постоянно закреплено на нижнем конце подъемного устройства. Несъемные грузозахватные приспособления являются частью крана	—

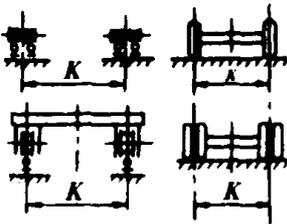
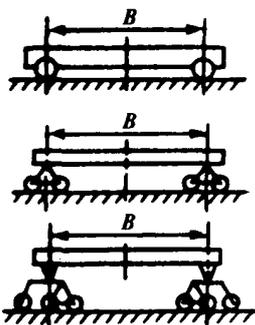
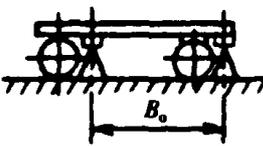
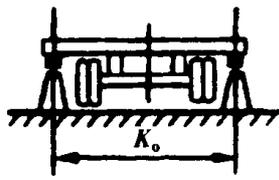
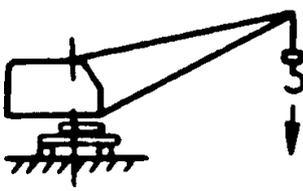
Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
46	Грузоподъемность миди $m_m$	<p>Груз массой <math>m_m</math>, поднимаемый краном и подвешенный к нижнему концу подъемного средства. Масса <math>m_m</math> представляет собой сумму значений массы груза, соответствующего полезной грузоподъемности <math>m_n</math>, съемных грузозахватных приспособлений <math>m_{сз}</math> и несъемных грузозахватных приспособлений <math>m_{нз}</math>:</p> $m_m = m_n + m_{сз} + m_{нз}$	—
47	Подъемное средство $m_{nc}$	<p>Канаты, цепи или любое другое оборудование массой <math>m_{nc}</math>, свисающее с крана, с грузовой тележки или с оголовка стрелы и приводимое в движение лебедкой для подъема или опускания груза, подвешенного к нижнему концу подъемного средства. Подъемные средства являются частью грузоподъемного устройства</p>	—
48	Момент грузовой: $T = Q \cdot L$	<p>Произведение величины грузоподъемности <math>Q</math> и соответствующего ей вылета <math>L</math></p>	—
49	Момент грузовой опрокидывающий: $T_A = Q \cdot A$	<p>Произведение величин грузоподъемности <math>Q</math> и соответствующего вылета от ребра опрокидывания <math>A</math></p>	

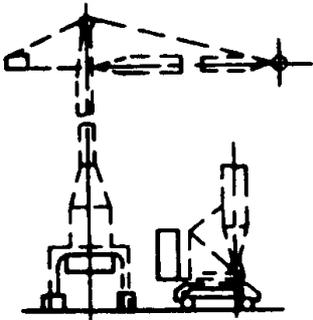
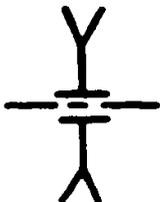
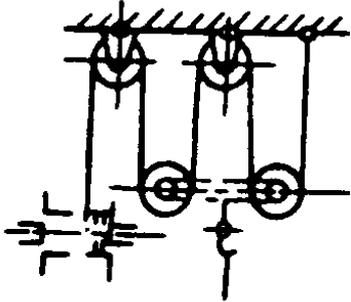
Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
50	Грузоподъемность брутто $m_{\delta}$	<p>Груз массой <math>m_{\delta}</math>, подвешенный непосредственно к крану, к грузовой тележке или к оголовку стрелы. Масса <math>m_{\delta}</math> представляет собой сумму значений массы груза, соответствующего полезной грузоподъемности <math>m_n</math>, съемных и несъемных грузозахватных приспособлений <math>m_{c2}</math> и <math>m_{н2}</math>, подъемного средства <math>m_{nc}</math>: <math>m_{\delta} = m_n + m_{c2} + m_{н2} + m_{nc}</math></p>	—
51	Вылет $L$	<p>Расстояние по горизонтали от оси вращения поворотной части до вертикальной оси грузозахватного органа при установке крана на горизонтальной площадке</p>	
52	Пролет $L$	<p>Расстояние по горизонтали между осями рельсов кранового пути для кранов мостового типа</p>	
53	Вылет консоли $l$	<p>Наибольшее расстояние по горизонтали от оси ближайшей к консоли опоры крана до оси расположенного на консоли грузозахватного органа</p>	

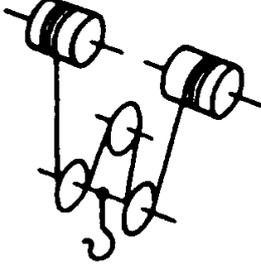
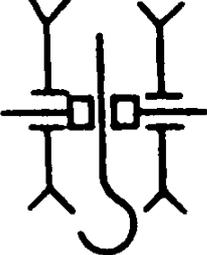
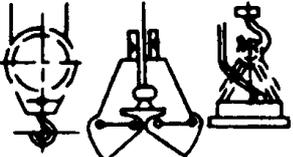
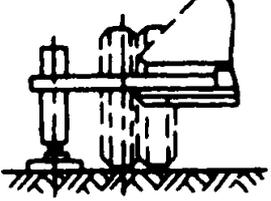
Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
54	Колея $K$	Для кранов стрелового типа – расстояние по горизонтали между осями рельсов или колес ходовой части крана. Для грузовых тележек – расстояние между осями рельсов для передвижения тележки	
55	База $B$	Расстояние между осями опор (тележек) крана, измеренное вдоль пути	
56	База выносных опор $B_o$	Расстояние между вертикальными осями выносных опор, измеренное вдоль пути	
57	Расстояние между выносными опорами $K_o$	Расстояние между вертикальными осями выносных опор, измеренное поперек пути	
58	Плавная посадка груза	Опускание груза с наименьшей скоростью при его монтаже или укладке	
59	Устойчивость крана	Способность крана противодействовать опрокидывающим моментам	—

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4
60	Устойчивость грузовая	Способность крана противодействовать опрокидывающим моментам, создаваемым массой груза, силами инерции, ветровой нагрузкой рабочего состояния и другими факторами	—
61	Устойчивость собственная	Способность крана противодействовать опрокидывающим моментам при нахождении крана в рабочем (в том числе без груза) и нерабочем состояниях	—
62	Балласт	Груз, прикрепленный на ходовой раме или на портале для обеспечения устойчивости крана	
63	Блок канатный	Вращающийся элемент с ручьем для направления каната	
64	Блок уравнивательный	Блок, служащий для выравнивания нагрузок в двух ветвях каната	—
65	Полиспаст	Блочно-канатная система для изменения силы и скорости передвижения каната	

Окончание таблицы 2.1

1	2	3	4
66	Полиспаст сдвоенный	Полиспаст, оба конца каната которого закреплены на одном или двух барабанах	
67	Подвеска крюковая	Устройство, снабженное крюком для подъема груза и системой блоков для подвески к крану	
68	Орган грузозахватный	Устройство (крюк, грейфер, электромагнит, вилы и др.) для подвешивания, захватывания или подхватывания груза	
69	Опора выносная	Устройство, предназначенное для увеличения опорного контура крана в рабочем положении	

## 2.2. Законодательство в области ГПМ. Структура контрольных органов

Ростехнадзор осуществляет разработку нормативных материалов: Правил, руководящих технических материалов (РТМ), руководящих документов (РД) и т.д.

Технические инспекторы осуществляют контроль за проектированием, изготовлением, монтажом и эксплуатацией кранов.

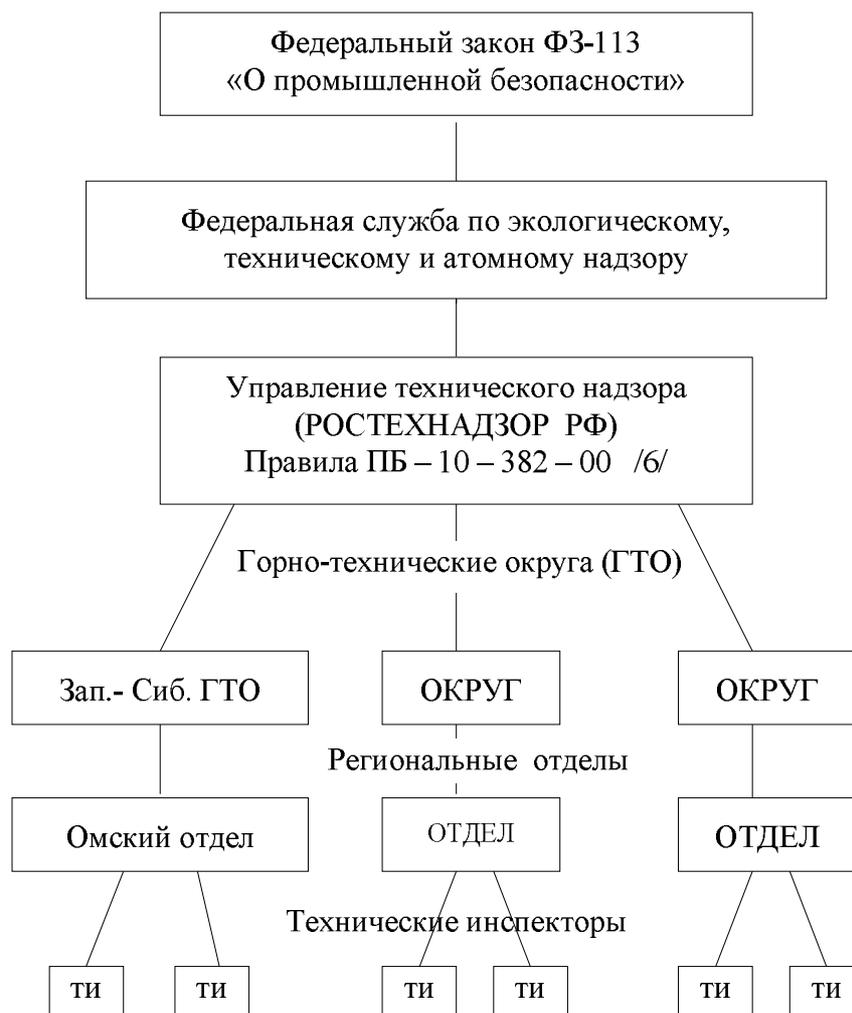
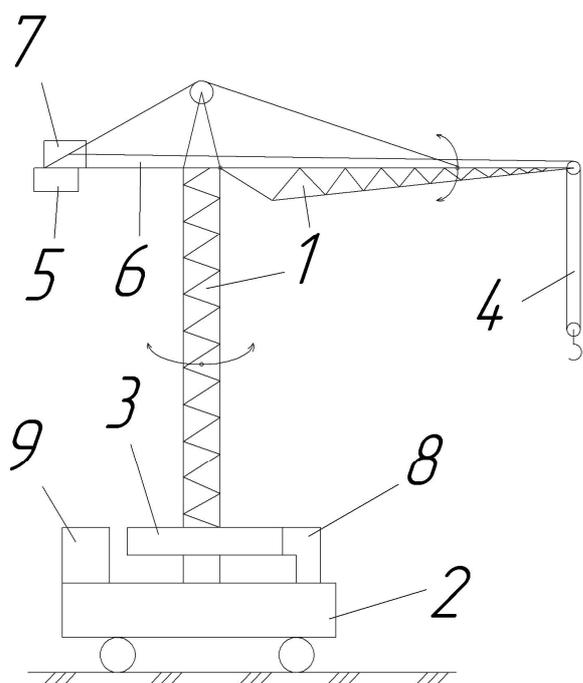


Рисунок 2.1 – Структура контрольных органов

## 2.3. Описание кранов

Краны с электроприводом на рельсовом ходу – основной объект изучения. Общее представление о башенном кране дает схема на рисунке 2.2.



- 1 – металлоконструкция
- 2 – ходовая часть
- 3 – опорно-поворотное устройство
- 4 – гибкая подвеска груза (полиспасть)
- 5 – противовес (балласт – не показан)

Механизмы:

- 6 – подъема груза
- 7 – изменение вылета стрелы (стрелоподъемный)
- 8 – поворота
- 9 – передвижения
- 10 – устройства энергопитания, управления и безопасности (не изображены)

Рисунок 2.2 – Схема крана

Далее изображены схемы других кранов.

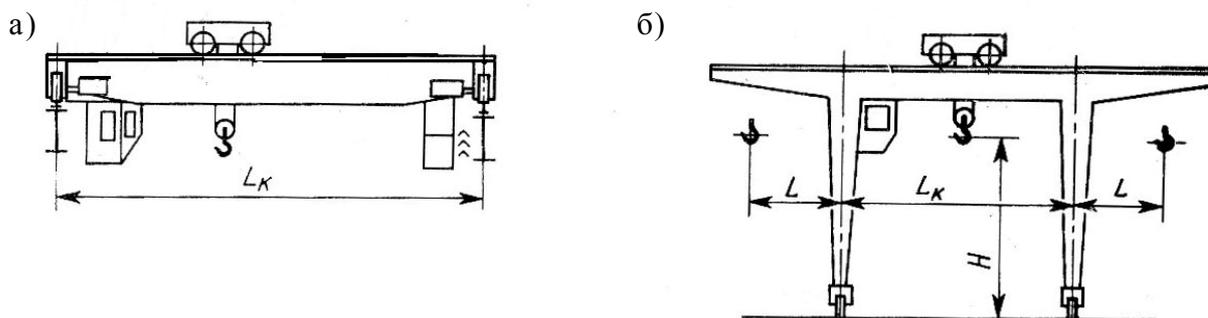


Рисунок 2.3 – Схемы пролетных кранов:  
а – мостового; б – козлового

К кранам пролетного типа отнесены мостовые и козловые краны, которые содержат несущую стальную конструкцию (мост) с ходовыми колесами и механизм передвижения. Колеса опираются на крановые рельсовые пути.

По мосту передвигается грузовая тележка, на раме которой смонтированы механизм подъема груза и механизм передвижения тележки. Благодаря трем механизмам груз имеет три поступательных перемещения и передвигается в любую точку обслуживаемого краном цеха, склада и других помещений.

К кранам стрелового типа отнесены автомобильные, стреловые, самоходные краны, строительные башенные краны и порталные

краны. Эти краны имеют опорно-ходовую часть различной конструкции, опорно-поворотное устройство и поворотную платформу, на которой шарнирно закреплена стрела, удерживаемая стреловым канатом с полиспастом.

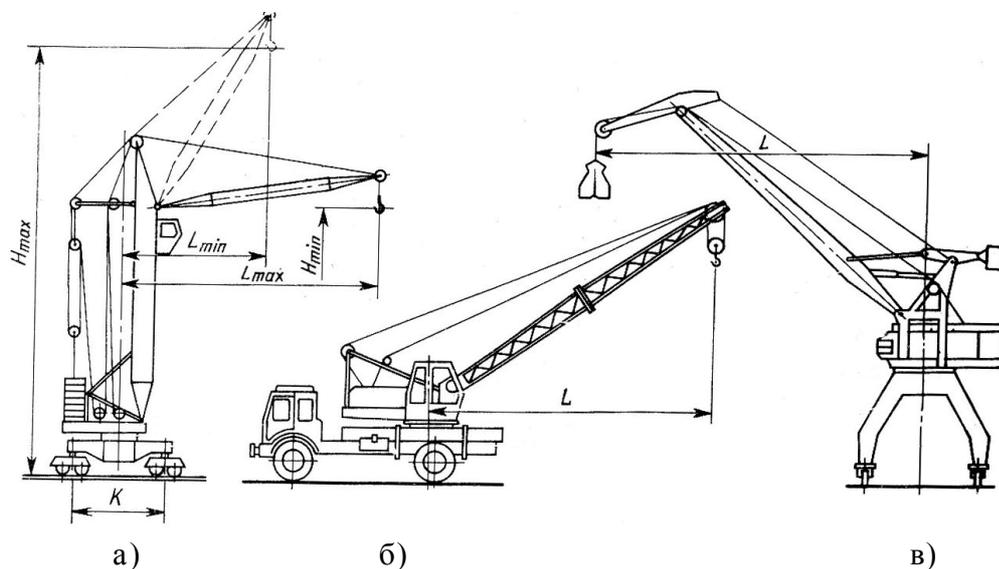


Рисунок 2.4 – Схемы кранов стрелового типа:  
 а – башенный; б – автомобильный; в – порталный

Пневмоколесные краны (рисунок 2.5, а) применяют для монтажных и погрузочно-разгрузочных работ на объектах, находящихся на небольшом (до 5 км) расстоянии. Ходовое устройство имеет раму, установленную на мосты, количество которых от двух до пяти в зависимости от грузоподъемности крана, в том числе два ведущих. Подвеска колес жесткая, что ограничивает транспортную скорость передвижения до 18 км/ч. Рама оборудована выносными опорами с гидравлическим приводом и буксирным приспособлением для перевозки крана тягачом на небольшие расстояния. Опорно-поворотное устройство выполнено роликовым с венцом, расположенным на наружном кольце, что позволяет смонтировать по оси крана токосъемник для передачи электропитания с поворотной платформы на ходовое устройство.

На поворотной платформе установлены силовая установка (дизель с генератором), одновременно служащая противовесом, две грузовые и стреловая лебедки, механизм поворота, двуногая стойка с блоками полиспаста и шарнирно закрепленная решетчатая стрела.

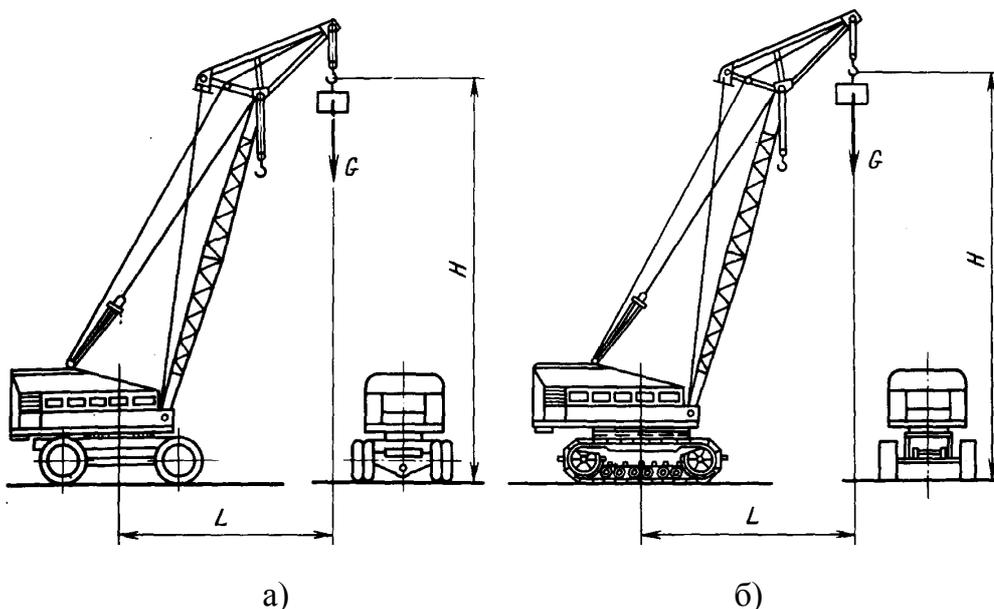


Рисунок 2.5 – Схемы стреловых кранов с электрическим приводом:  
а – пневмоколесный; б – гусеничный

Механизмы на поворотной платформе и механизм передвижения крана приводятся в действие от электродвигателей. Предусмотрена возможность питания двигателей от внешней сети, а генератор может быть использован для питания посторонних потребителей.

Органы управления расположены в кабине машиниста. На кране имеются ограничитель высоты подъема крюка и стрелы, кренометр и ограничитель грузового момента. Кроме основной стрелы предусмотрены удлиненные стрелы, управляемые и неуправляемые гуськи и башенно-стреловое оборудование. Допускается передвижение крана с грузом в соответствии с грузовой характеристикой без выносных опор. Скорость передвижения кранов с грузом до 3 км/ч.

Гусеничные краны (рисунок 2.5, б) применяют для монтажа 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 (до 10 км) 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.

Консольные краны бывают стационарными и передвижными. Их используют для ремонтных работ, а также обслуживания станков, обрабатывающих массивные детали.

Настенный консольный кран (рисунок 2.6, а) содержит верхнюю опору 1, подкос 2, ручную таль 3, канат 4 для поворота консоли вручную и нижнюю опору 5.

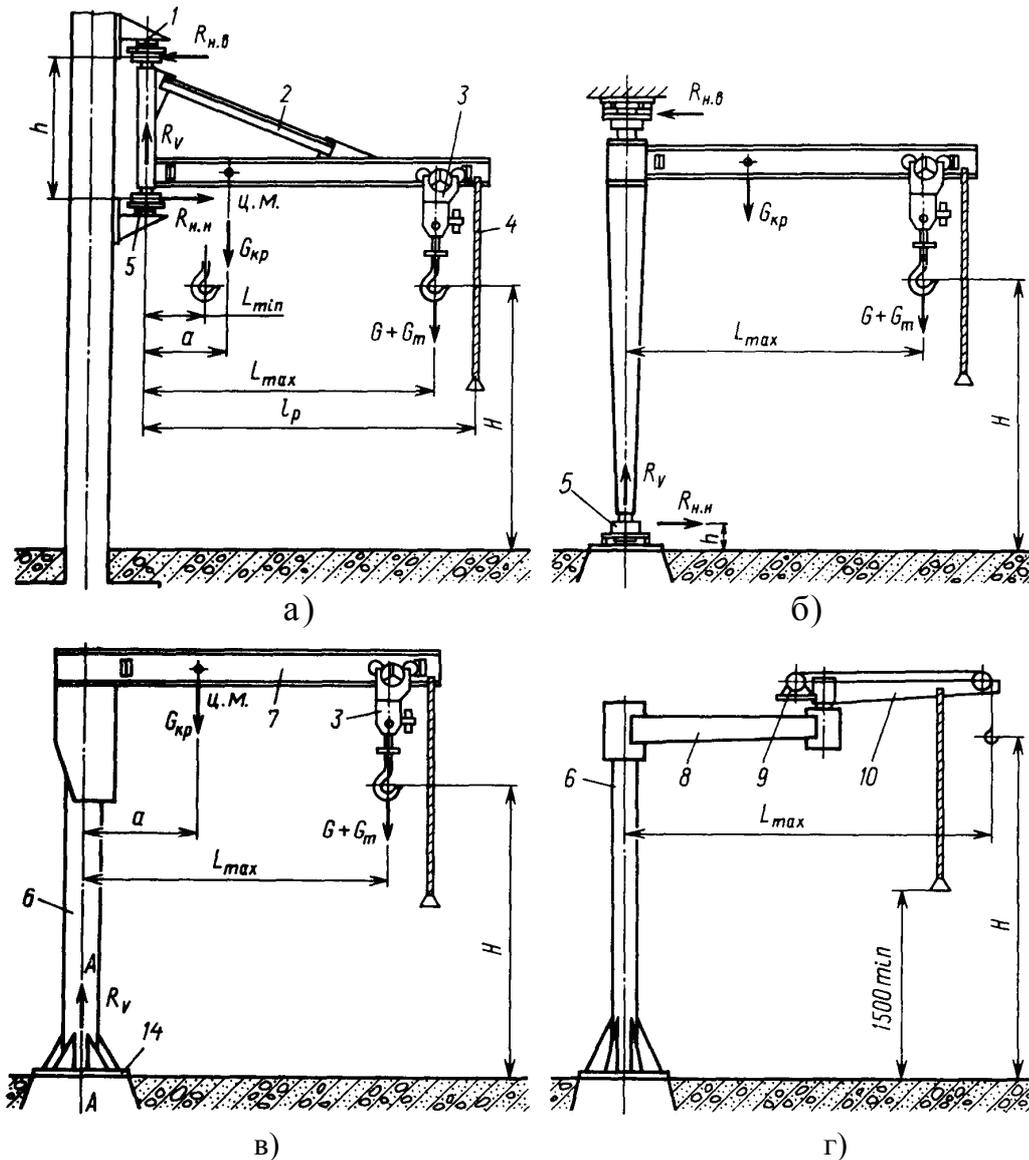


Рисунок 2.6 – Схемы стационарных консольных кранов:

а – настенный; б – на колонне с верхней и нижней опорами; в – на свободно стоящей колонне; г – двухплечевой на свободно стоящей колонне

Консольный кран на колонне с верхней и нижней опорами 1 и 5 изображен на рисунке 2.6, б. Нижнюю опору 5 крепят к фундаменту, а верхнюю 1 – к потолочному перекрытию или стене с помощью кронштейна. В последнем варианте кран становится

неполноповоротным. Максимальный вылет  $L_{max} = 2,5 \dots 5,0$  м, высота подъема до 4 м, расстояние между осями опор  $h = (0,8 \dots 1,25)L_{max}$ .

Консольный кран на свободно стоящей колонне (рисунок 2.6, в) состоит из закрепленной на фундаменте колонны б, на которой в подшипниковых опорах вращается выполненная из двутавра консоль 7. Вертикальная нагрузка воспринимается верхним подшипником опоры колонны. Максимальный вылет  $L_{max} = 2,5 \dots 5,0$  м, высота подъема до 4 м, расстояние между осями опор на колонне  $h = (0,25 \dots 0,3)L_{max}$ .

Консольный кран на свободно стоящей колонне (рисунок 2.6, в) содержит колонну б, консоль выполнена в виде плеч 8 и 10, шарнирно соединенных между собой и колонной и механизма привода 9.

Схемы передвижных консольных кранов изображены на рисунке 2.7.

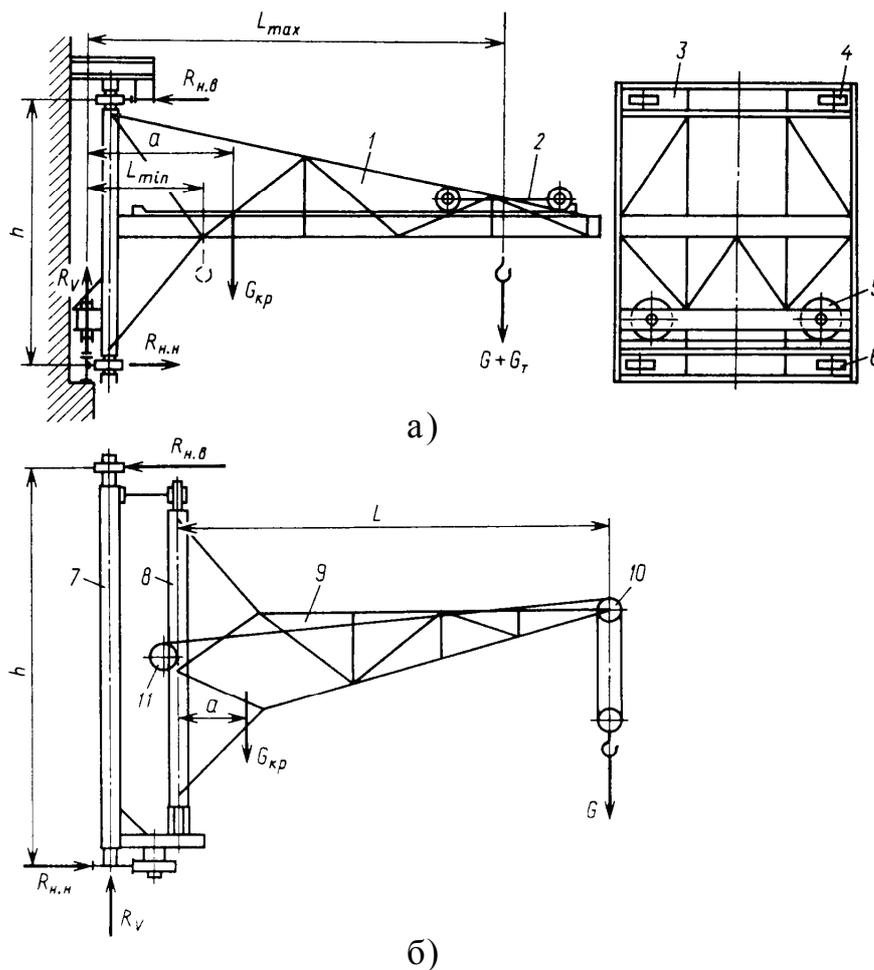


Рисунок 2.7 – Схемы передвижных консольных кранов:  
а, б – соответственно с неподвижной и поворотной консолями

Изменение вылета происходит за счет тележки, перемещающейся по консоли или консоль выполняют поворотной. Назначение их аналогично стационарным.

Консольный кран (рисунок 2.7, а) содержит неповоротную консоль 1, тележку 2, раму 3, верхние поддерживающие ролики 4, опорные ходовые колеса 5, нижние ролики 6. Колеса 5, ролики 4, 6 опираются на направляющие (рельсы).

Консольный кран с поворотной консолью 9 (рисунок 2.7, б) содержит колонны 7, 8, блок 10 и привод 11. Параметры и соотношения размеров – аналогично стационарным кранам.

Составной частью кранов являются крановые механизмы. Их перечень указан в пояснениях к рисунку 2.2. Крановые механизмы – основной объект изучения, предмет учебного труда. Цель изучения – овладеть методикой расчета крановых механизмов.

Общим в этой методике будут следующие пункты:

1. Анализ исходных данных ( $Q$  – грузоподъемность; скорость рабочих перемещений, например,  $V_z$  – скорость груза,  $V_k$  – скорость крана,  $V_T$  – скорость тележки;  $H$  – высота подъема груза;  $L$  – вылет (пролет); группа режима).

2. Выбор и анализ прототипа с использованием лучших российских и зарубежных образцов.

### 3. МЕХАНИЗМ ПОДЪЕМА ГРУЗА (МПГ)

Механизм подъема груза является наиболее нагруженным крановым механизмом, определяющим степень интенсивности эксплуатации крана, поэтому его расчету следует уделять особое внимание.

а) Выбор кинематической схемы

Известны несколько вариантов кинематических схем МПГ. Наиболее компактной признана схема, изображенная на рисунке 3.1.

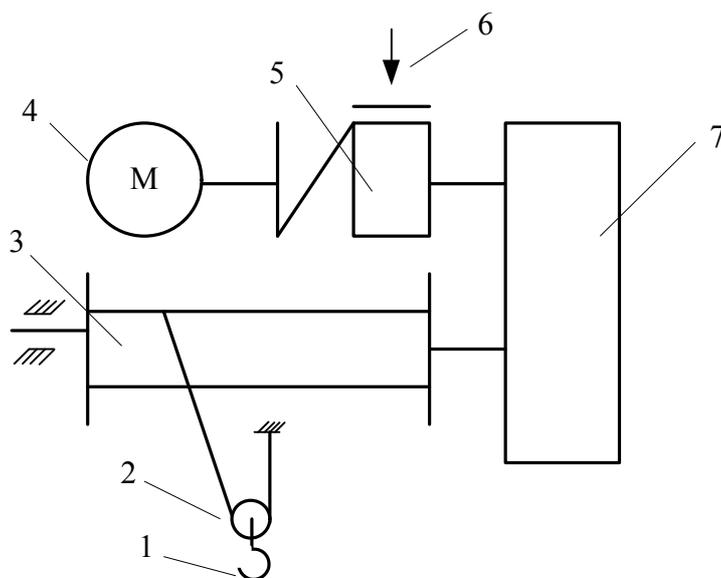


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема МПП

Механизм подъема груза содержит полиспаст 1, гибкий элемент 2, барабан 3, электродвигатель 4, муфту-тормоз 5, устройство 6 замыкания тормоза, редуктор 7.

### 3.1. Расчет полиспаста

Полиспаст – это блочно-канатная система для изменения силы и скорости передвижения каната. Иначе говоря, полиспастом называют механизм, состоящий из двух обойм с блоками, которые огибаются гибким элементом. Одна обойма закреплена неподвижно на какой-либо конструкции, а вторая – подвижная и снабжена крюком или петлей.

Полиспасты предназначены для получения выигрыша в силе, уменьшения крутящего момента на барабане и передаточного числа редуктора, что позволяет получить механизм подъема груза или стрелы меньших размеров.

Различают полиспасты одинарные и сдвоенные. В сдвоенном полиспасте установлен уравнительный блок, который служит для выравнивания натяжений в ветвях каната.

Основным параметром полиспаста является кратность  $U_n$ .

б) Определение ориентировочной кратности полиспаста

$$U_n^0 = \frac{Q}{(4...6)},$$

где  $Q$  – грузоподъемность, т; (4...6) т – часть массы груза, приходящаяся на одну ветвь каната.

в) Выбор схемы полиспаста

Исходя из ориентировочной кратности  $U_n^0$ , выбирают схему по рисунку 3.2 и другим источникам. Для пролетных кранов следует применять сдвоенные полиспасты; для стреловых – одинарные. Этому правилу следует придерживаться в учебных проектах.

г) Определение фактической кратности  $U_n$  полиспаста

$$U_n = z / z_n,$$

где  $z$  – количество ветвей гибкого элемента, на которых подвешен груз;  $z_n$  – количество ветвей гибкого элемента, закрепленных на барабане.

д) Определение силы  $F_{\sigma}$  натяжения каната

$$F_{\sigma} = \frac{Q \cdot g}{z_n \cdot U_n \cdot \eta_n},$$

где  $Q$  – грузоподъемность крана, кг;  $z_n$  – количество ветвей каната, закрепленных на барабане;  $U_n$  – кратность полиспаста;  $\eta_n$  – КПД полиспаста.

ж) Выбор типоразмера гибкого элемента

В основу выбора положена разрушающая нагрузка  $F_p$ .

$$F_p \geq F_{\sigma} \cdot z_p,$$

где  $F_{\sigma}$  – сила натяжения гибкого элемента;  $z_p$  – коэффициент использования. Для стальных канатов значения  $z_p$  (коэффициент запаса прочности) – см. таблицу 3.1. По значению  $F_p$  подбирают стандартный канат, например: канат 20–Г–1–Н–1568 ГОСТ 3077-90. Здесь 20 – диаметр каната; Г – грузовой; 1 – первой маркировочной группы; Н – нераскручивающийся; 1568 – предел прочности проволоки (МПа).

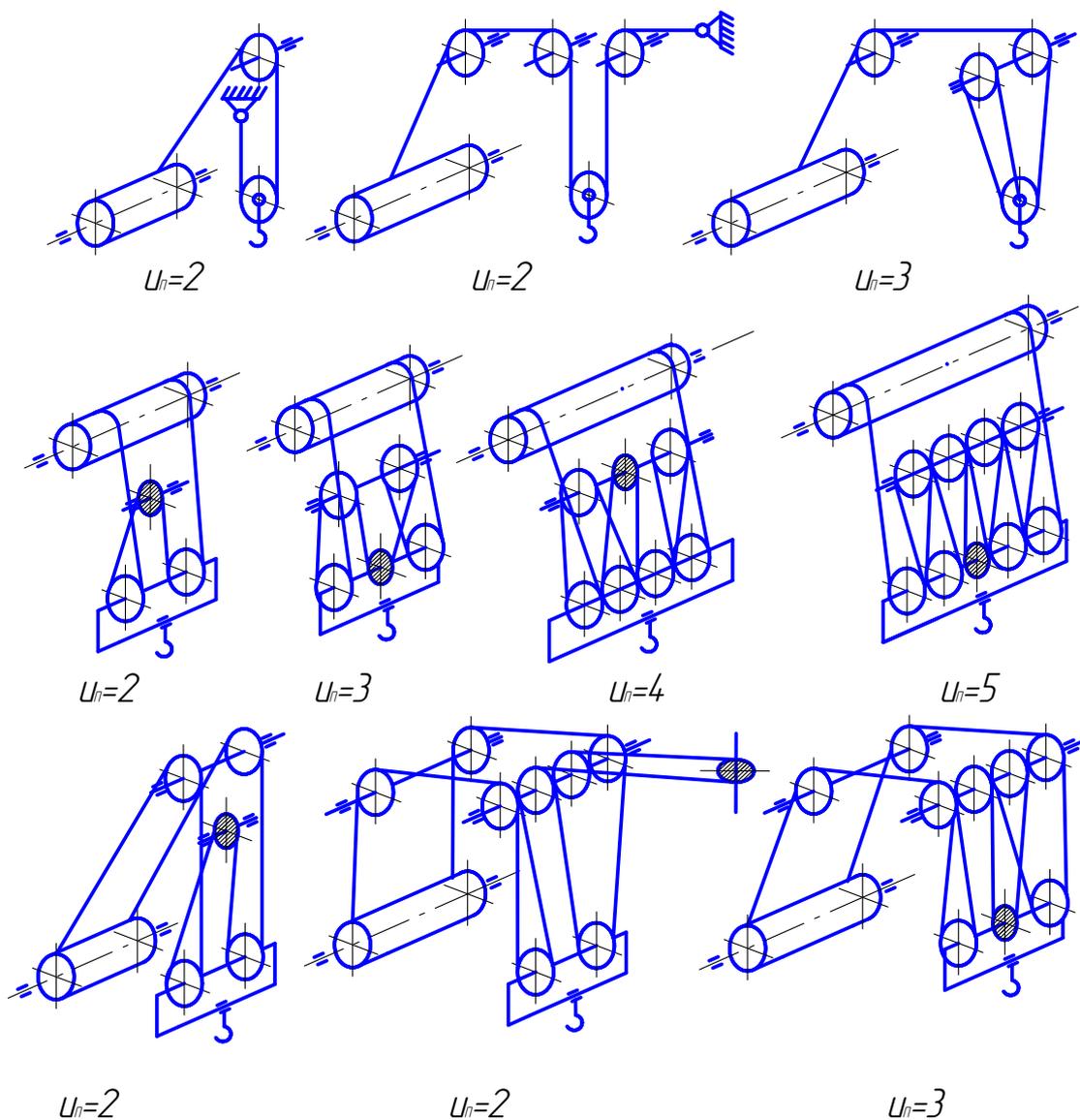


Рисунок 3.2 – Схемы полиспастов

Таблица 3.1

**Коэффициент использования канатов  $Z_p$**

Группа режима	Значения $Z_p$ для канатов	
	ПОДВИЖНЫХ	НЕПОДВИЖНЫХ
М3	3,55	3,0
М4	4,0	3,5
М5	4,5	4,0
М6	5,6	4,5
М7	7,1	5,0
М8	9,0	5,0

## 3.2. Гибкие элементы

К гибким элементам отнесены канаты из стальной проволоки, растительных и синтетических волокон и грузовые цепи (сварные круглозвенные и пластинчатые). Стальные проволочные канаты применяют в качестве грузовых для подвешивания поднимаемых грузов в кранах и лифтах; тяговых – для передвижения грузовых тележек и на подвесных канатных дорогах; стреловых – для подвеса стрел. Цепи применяют в качестве грузовых и тяговых. Из круглозвенных цепей изготавливают стропы.

### 3.2.1. Стальные канаты

Стальные канаты изготавливают из высокоуглеродистой проволоки, которую получают из заготовки-катанки путем многократного холодного волочения с промежуточными химической и термической обработками. В результате этих процессов проволока имеет предел прочности от 1400 до 2400 МПа.

На прядевьющих машинах проволоки свивают относительно центральной проволоки в пряди. Затем на канатовьющих машинах пряди свивают в канат относительно сердечника (из органических волокон или металлического (дополнительная прядь)).

Канат характеризуется диаметром  $d_k$  и шагом свивки  $t$ .

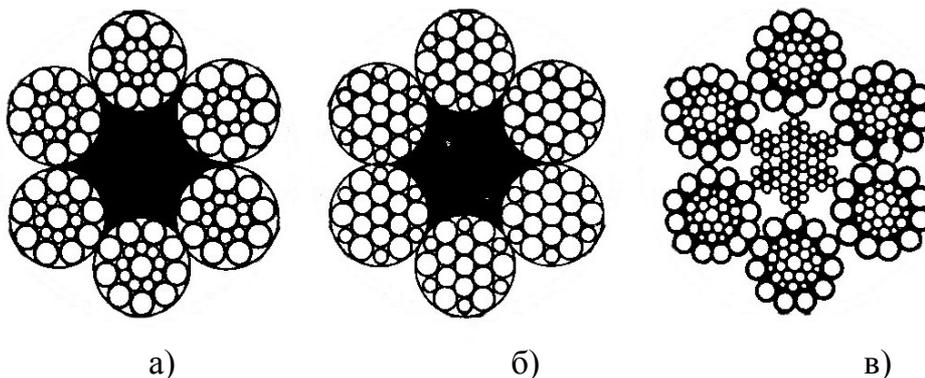


Рисунок 3.3 – Типы канатов:

а, б – двойной свивки с линейным касанием проволок, соответственно тип ЛК-О и ЛК-Р; в – двойной свивки с линейным касанием проволок типа ЛК-З с металлическим сердечником

По назначению канаты разделяют на грузовые (Г) и грузоподъемные (ГЛ) (канатные дороги, лифты, краны-штабелеры, подвесные строительные площадки и др.).

Канаты (рисунок 3.3) разделяют по следующим конструктивным признакам:

1. По виду касания проволок в прядях: точечное (ТК), линейное (ЛК), линейно-точечное (ЛТК) и полосовое (ПК). В канатах с точечным касанием проволоки в прядях перекрещиваются, так как они свиваются с различными шагами; при таком положении проволок происходит их повышенное изнашивание и увеличивается жесткость прядей. В канатах с линейным касанием проволоки свиваются в пряди с одним шагом, что обеспечивает линейное касание между проволоками соседних слоев и, как следствие этого, – уменьшение изнашивания, повышение долговечности и гибкости; чтобы обеспечить линейное касание, для пряди подбирают проволоки разного диаметра по слоям и внутри слоя и свивают прядь за одну технологическую операцию. Канаты с полосовым касанием получают путем силового обжатия каната при его изготовлении, при этом круглые пряди приобретают фасонное сечение; полосовое касание повышает долговечность канатов.

2. По поперечному сечению: круглые и плоские. Круглые канаты могут быть выполнены спиральными открытыми и закрытыми; закрытые канаты свивают многослойными из круглых и фасонных проволок X- и Z-образных; наружная поверхность закрытых канатов гладкая, что уменьшает давление на одну проволоку и соответственно их изнашивание.

3. По количеству свивок: одинарной свивки (канат представляет собой одну прядь) и двойной свивки (проволоки свиваются в пряди, а затем пряди свиваются в канат).

4. По поперечному сечению прядей: круглые, трехгранные, овальные, плоские.

5. По виду свивки: нераскручивающиеся (Н) и раскручивающиеся обыкновенной свивки (Р).

6. По степени крутимости: крутящиеся и малокрутящиеся (МК).

7. По направлению свивки проволок в прядях, а прядей в канат: односторонней (О), крестовой и комбинированной (К) свивок. Одностороннюю свивку имеют канаты, у которых направление свивки проволок верхнего слоя в прядях и прядей в канате одинаково; эти канаты имеют хорошую гибкость и большее сопротивление истиранию; существенный недостаток – раскручиваются под нагрузкой. Канаты крестовой свивки получают, когда направление свивки проволок прядей не совпадает с направлением свивки прядей

в канате; проволоки прядей на наружной поверхности каната расположены параллельно ее оси; канаты имеют повышенную жесткость.

8. По направлению свивки прядей в канате бывают правой (П) и левой (Л).

9. По виду проволок в наружном слое навивки прядей: канаты с проволокой одинакового диаметра (в обозначение каната вводится буква О, например, ЛК-0) и различных диаметров (в обозначение каната вводится буква Р, например, ЛК-Р), с проволоками заполнения, которые создают опору для проволок наружного слоя (в обозначение каната вводится буква З, например, ЛК-З).

10. По виду покрытия поверхности проволок: из светлой проволоки (без покрытия), с оцинкованным покрытием для агрессивных условий работы средних (С), жестких (Ж) и особо жестких (ОЖ); с покрытием полимерными материалами (капрон, полиэтилен и др.).

11. По материалу сердечника: из органических волокон (о. с), искусственных материалов (и. с), металлический (м. с). Канаты с металлическими сердечниками применяют при многослойной навивке на барабан и высокой температуре окружающей среды.

Механические свойства канатов характеризуются:

1. Маркировочной группой, численно соответствующей среднему временному сопротивлению разрыву всех проволок каната (МПа); установлено 10 маркировочных групп от 1470 до 2554 МПа.

2. Суммарным разрывным усилием всех проволок каната, Н.

3. Разрывным усилием каната в целом, Н.

В механизмах подъема мостовых и козловых кранов рекомендуют использовать канаты с линейным касанием проволок в прядях, крестовой или односторонней свивки, нераскручивающиеся:

1. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции  $6 \times 36(1 + 7 + 7/7 + 14) + 1$  о. с. – в том числе в механизмах подъема других типов кранов при однослойной навивке каната на барабан, за исключением кранов, работающих с расплавленным и раскаленным металлом и жидким шлаком.

2. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции  $6 \times 19(1 + 6 + 6/6) + 1$  о. с. – в механизмах подъема кранов всех типов при однослойной навивке каната на барабан, за исключением кранов, работающих с расплавленным и раскаленным металлом и жидким шлаком.

3. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции  $6 \times 36(1 + 7 + 7/7) + 7 \times 7(1 + 6)$  с металлическим сердечником – в механизмах подъема при многослойной навивке на барабан и кранах, работающих с расплавленным и раскаленным металлом и жидким шлаком.

### 3.2.2. Круглозвенные сварные цепи

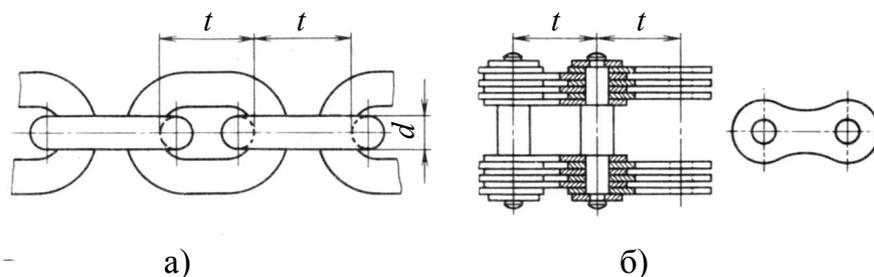


Рисунок 3.4 – Эскизы цепей:  
а – сварная круглозвенная; б – пластинчатая

Их применяют в качестве подъемных и тяговых в талях с ручным приводом и для строп. Цепи изготавливают из сварных овальных звеньев, выполненных из прутка круглого сечения марки сталь Вст3. Основными размерами цепи являются шаг  $t$  и диаметр (калибр)  $d$  прутка. В грузоподъемных машинах применяют короткозвенные цепи (ГОСТ 2319–81), шаг которых  $t \cong 2,8d$ . Имеются две разновидности круглозвенных цепей: калиброванные, для которых допустимое отклонение шага до 2,5 %; они работают в зацеплении со звездочками и цепными колесами при скоростях до 0,5 м/с; некалиброванные с отклонением шага до 3,5 %, которые могут работать на гладких барабанах со скоростью до 1,5 м/с; некалиброванные цепи могут быть применены для строп.

### 3.2.3. Пластинчатые цепи

Их применяют в качестве грузовых и тяговых совместно со звездочками. Пластинчатые цепи состоят из пластин с отверстиями, соединенных между собой валиками. Детали цепи изготавливают из стали 40 или 45. Основным эксплуатационным недостатком этих цепей – гибкость только в одной плоскости, перпендикулярной к осям шарниров.

### 3.3. Классификация барабанов и определение их размеров

Барабаны предназначены для преобразования вращательного движения привода в поступательное движение каната или цепи. Барабан представляет собой полый цилиндр с двумя стенками и цапфами, которые установлены на оси или валу в зависимости от направления передачи крутящего момента.

Барабаны изготавливают: литыми из чугуна СЧ15 и СЧ18 или стали Л25 и Л35; сварными из листовой стали Ст3 и стальных толстостенных труб.

Поверхность барабана может быть гладкой или с нарезанными по винтовой линии канавками. При одинарных полиспастах барабан имеет одну нарезку. Для сдвоенного полиспаста необходимы барабаны с двумя нарезками и гладкой частью между ними. Также барабаны бывают с однослойной и многослойной навивкой.

и) Определение размеров барабана

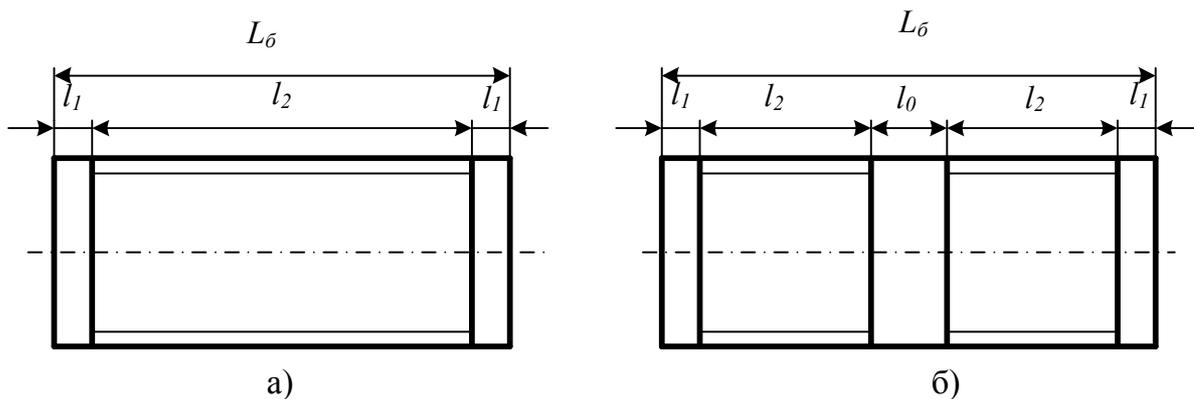


Рисунок 3.5 – Схема барабана:

а – для одинарного полиспаста; б – для сдвоенного полиспаста

Диаметр  $D_б$  барабана по средней линии навитого каната определяют по формуле (см. рисунки 3.5, 3.7)

$$D_б = d_к \cdot h_i,$$

где  $d_к$  – диаметр каната;  $h_i$  – коэффициент выбора диаметра – см. таблицу 3.2.

Коэффициент выбора диаметра  $h_i$ 

Группа режима механизма по ИСО 4301/1	Коэффициенты выбора диаметров		
	барабана	блока	ур. блока
М3	14,0	16,0	12,5
М4	16,0	18,0	14,0
М5	18,0	20,0	14,0
М6	20,0	22,4	16,0
М7	22,4	25,0	16,0
М8	25,0	28,0	18,0

Длину  $L_{\sigma}$  барабана определяют по формулам:

с односторонней нарезкой (одинарный полиспасть)

$$L_{\sigma} = 2 \cdot l_1 + l_2,$$

с двухсторонней нарезкой (сдвоенный полиспасть)

$$L_{\sigma} = 2 \cdot l_1 + 2 \cdot l_2 + l_0,$$

где  $l_1$  – длина буртика;  $l_2$  – длина нарезной части барабана;  $l_0$  – расстояние между двумя нарезными частями барабана,  $l_0 \cong 300$  мм.

Длины  $l_1$ ,  $l_2$  находят по формулам

$$l_1 \approx (1,5 \dots 2) \cdot d_{\kappa}$$

$$l_2 = Z \cdot t,$$

где  $Z$  – общее количество витков;  $t$  – шаг нарезки (навивки каната на барабан),  $t = d_{\kappa} + (1 \dots 2)$  мм.

Определение общего количества витков:

$$Z = Z_p + Z_{\kappa} + Z_3,$$

где  $Z_p$  – количество рабочих витков;  $Z_{\kappa}$  – количество витков для крепления каната к барабану,  $Z_{\kappa} = 2 \dots 3$ ;  $Z_3$  – количество запасных витков,  $Z_3 = 2 \dots 3$ .

Количество рабочих витков вычисляют по формуле

$$Z_p = \frac{H \cdot U_n}{\pi \cdot D_{\sigma}},$$

где  $H$  – высота подъема груза;  $U_n$  – кратность полиспаста;  $D_{\sigma}$  – диаметр барабана по средней линии навитого каната.

При многослойной навивке каната на барабан расчетный диаметр по средней линии навитого каната на барабан определяют по формуле (см. рисунок 3.6)

$$D_{расч} = 0,5(D_{\delta} + D_{max}),$$

где  $D_{max}$  – диаметр по средней линии каната на последнем слое.

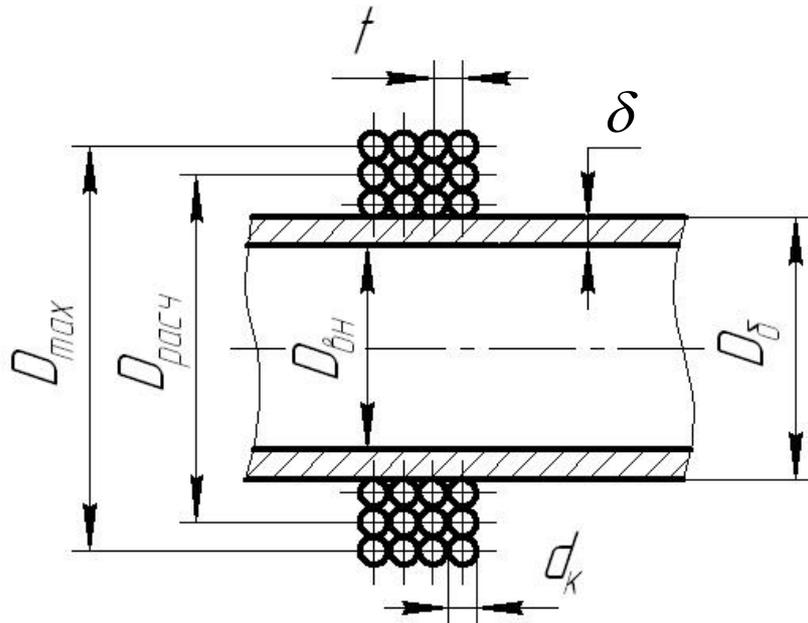


Рисунок 3.6 – Схема для определения расчетного диаметра барабана при многослойной навивке

$$D_{max} = D_{\delta} + d_{\kappa} (2m - 1),$$

где  $d_{\kappa}$  – диаметр каната;  $m$  – количество слоев навивки каната на барабан.

Длину барабана при многослойной навивке определяют по формуле

$$L_{\delta} = \frac{L_{\kappa} \cdot t}{\pi \cdot m(m \cdot d_{\kappa} + D_{расч})} \varphi,$$

где  $L_{\kappa}$  – длина каната, навиваемого на барабан;  $t$  – шаг витка (нарезки);  $\varphi$  – коэффициент неплотности навивки для гладких барабанов  $\varphi = 0,9 \dots 0,95$ , для нарезных барабанов  $\varphi = 1,0$ .

Размеры профиля канавок на барабане определяют по формулам глубины канавки

$$c = 0,4 \cdot d_{\kappa},$$

где радиус канавки  $r = 0,6 \cdot d_{\kappa}$ .

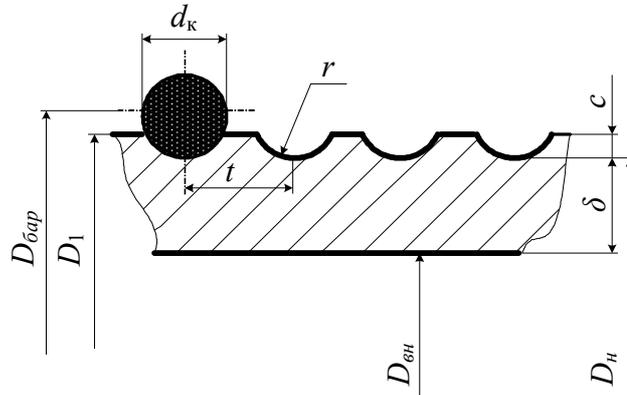


Рисунок 3.7 – Профиль канавок на барабане

Основные размеры сечения барабана определяют по формулам

$$D_{\text{н}} = D_{\text{об}} - d_{\text{к}};$$

внутренний диаметр барабана

$$D_1 = D_{\text{н}} + 2 \cdot c;$$

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{н}} - 2\delta,$$

где  $\delta$  – толщина стенки барабана.

Толщину стенки барабанов вычисляют по формулам для чугунных барабанов

$$\delta_{\text{ч}} = 0,02D_1 + (5 \dots 10);$$

для стальных

$$\delta_{\text{ст}} = 0,01D_1 + (3 \dots 5) \text{ мм.}$$

к) Проверка барабана на прочность

При длине барабана  $L_{\text{б}} \geq 3D_{\text{б}}$  цилиндрическую стенку следует проверять на совместное действие изгиба и кручения

$$\sigma = \frac{T_{\Sigma}}{W} \leq [\sigma],$$

где  $T_{\Sigma}$  – суммарный момент;  $[\sigma]$  – допускаемый предел прочности. Для чугунных барабанов  $[\sigma] = 130$  МПа; для стальных 80 МПа;  $W$  – момент сопротивления сечения барабана.

Суммарный момент определяют по формуле

$$T_{\Sigma} = \sqrt{T_u^2 + T_k^2},$$

где  $T_u$  – изгибающий момент;  $T_k$  – крутящий момент.

Изгибающий момент находят по формуле

$$T_u = \frac{F_{\text{б}} \cdot L_{\text{б}} \cdot z_{\text{н}}}{4}.$$

Крутящий момент определяют по формуле

$$T_k = \frac{F_{\delta} \cdot D_{\delta} \cdot z_n}{2}.$$

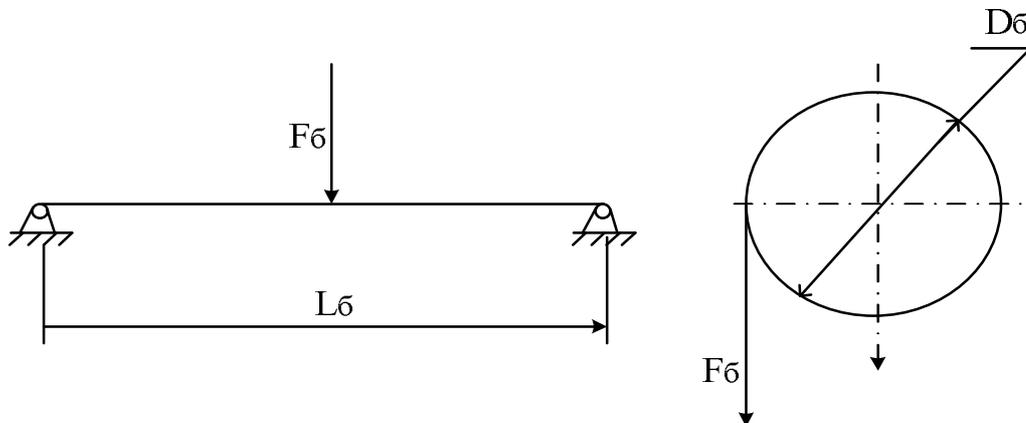


Рисунок 3.8 – Схемы к расчету барабана на прочность

Момент сопротивления сечения барабана находят по формуле

$$W = 0,8(D_n^2 - \delta^2) \cdot \delta.$$

При длине барабана  $L \leq 3D_{\delta}$  проверку барабана производят по формуле

$$\sigma = \frac{F_{\delta}}{\delta \cdot t} \leq [\sigma].$$

л) Крепление каната на барабане

К конструкции крепления каната на барабане предъявляют требования большой надежности, доступности для осмотра, удобства смены каната.

Наибольшее применение находит крепление каната планками, прижимающими канат к барабану.

При этом канат из крайней канавки барабана переводят сразу в третью, для чего частично выбирают выступы нарезки, которые разделяют канавки. Среднюю же канавку используют для установки крепежных болтов или шпилек. Количество устанавливаемых одноболтовых планок должно быть не менее двух, которые устанавливают с шагом в  $60^{\circ}$ .

Расчетное натяжение каната определяют по формуле

$$F_p = \frac{F_{\delta}}{e^{af}},$$

где  $e$  – основание натуральных логарифмов,  $e = 2,72$ ;  $\alpha$  – угол обхвата барабана запасными витками,  $\alpha = 3 \cdot \pi$  (рад);  $f$  – коэффициент трения между канатом и барабаном,  $f = 0,1 \dots 0,12$ .

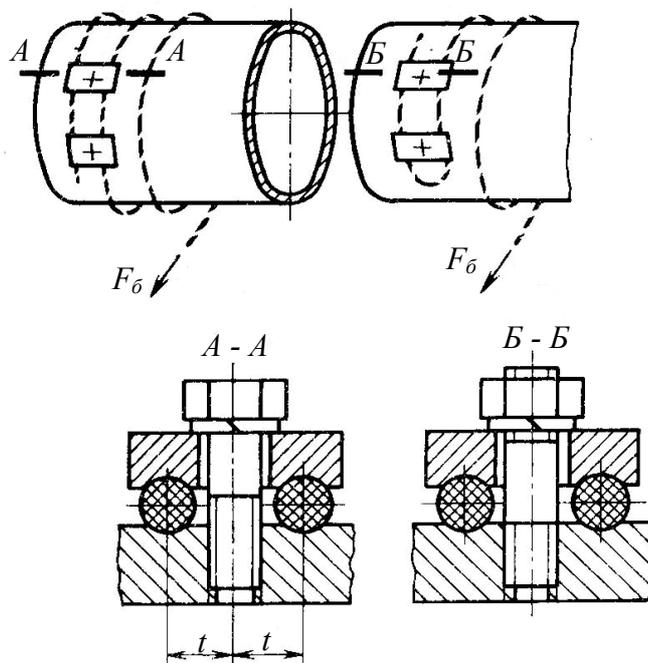


Рисунок 3.9 – Крепление конца каната на барабане с помощью прижимных планок

Усилие прижатия каната к планкам производят по формуле

$$F_0 = \frac{\kappa \cdot 0,85 \cdot F_p}{m \cdot f_1},$$

где  $\kappa$  – коэффициент запаса надежности крепления каната к барабану,  $\kappa \geq 1,25$ ; 0,85 – коэффициент, учитывающий уменьшение натяжения каната вследствие обхвата барабана крепежными витками;  $f_1$  – приведенный коэффициент трения между канатом и поверхностью планки,  $f_1 = 0,35$ ;  $m$  – коэффициент, учитывающий силу за счет крепежных витков.

Задаваясь диаметром  $d_б$  болта так, чтобы  $d_к \approx d_б$ , определим допустимое усилие на болт по формуле

$$F_{us} = [\sigma]_p \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4},$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение растяжения в болте,  $[\sigma]_p = 80$  МПа;  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы болта (шпильки).

Необходимое количество планок вычисляют по формуле

$$Z = \frac{F_0}{F_{из}}$$

но не менее  $z = 2$ .

### 3.4. Грузозахватные приспособления

К ним отнесены грузовые (крюковые) подвески. Различают подвески нормальные (длинные) (см. рисунок 3.10) и короткие.

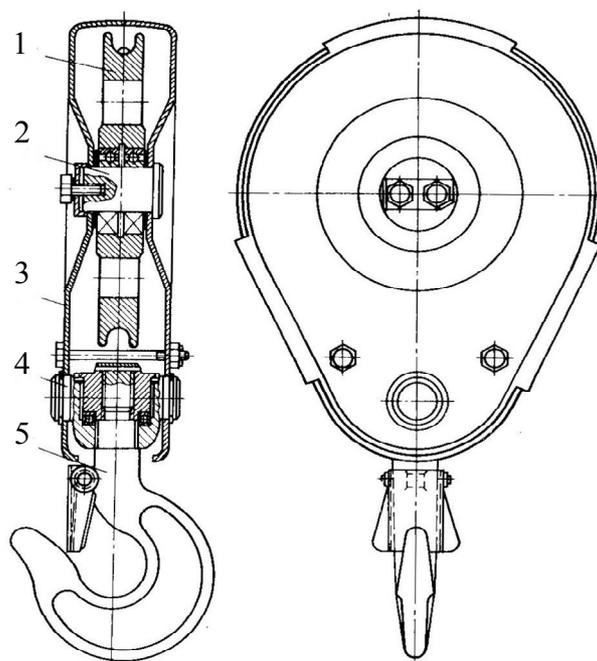


Рисунок 3.10 – Эскиз грузовой подвески

Грузовая подвеска нормального типа содержит блок 1, смонтированный на оси 2, которая соединена с траверсой 4 с помощью двух щек 3. На траверсе закреплен крюк 5. В короткой подвеске блоки установлены на цапфах траверсы. Блок содержит два радиальных шарикоподшипника. Под гайкой крюка установлен упорный шарикоподшипник.

### 3.5. Грузозахватные элементы

Предназначены для захвата, подхвата или подвешивания на них груза.

Грузозахватные элементы различают: по конструкции – универсальные и специальные; по виду груза – для штучных грузов, насыпных грузов и контейнеров; по способу закрепления грузов – зажимные, подхватывающие, зачерпывающие и притягивающие; по виду привода – механические и ручные; по способу управления – с ручным, дистанционным и автоматическим способами управления.

Грузовые крюки и петли являются универсальными грузозахватными элементами. К крюкам груз может подвешиваться непосредственно за проушины, скобы, цапфы, рымы и т.д. По форме крюки разделяют на однорогие и двурогие. Крюки могут быть выполнены штампованными или пластинчатыми.

Однорогие крюки предназначены для грузов массой от 0,5 до 50 т. Однорогий крюк (рисунок 3.11, а) состоит из цилиндрического хвостовика с резьбой и изогнутой части с рогом. Изогнутая часть крюка работает на растяжение и изгиб. Для обеспечения равнопрочности и уменьшения массы крюка она имеет трапецеидальное сечение. Однорогие крюки выбирают в зависимости от грузоподъемности и группы режима механизма подъема.

Двурогие крюки имеют грузоподъемность от 50 до 500 т. Выбирают двурогие крюки аналогично однорогим крюкам. Двурогие крюки (рисунок 3.11, б) применяют для перемещения крупногабаритных грузов.

Однорогие и двурогие крюки изготавливают двух типов: А – с коротким хвостовиком; Б – с удлиненным хвостовиком. Тип А применяют для длинных крюковых подвесок, тип Б – для коротких. Крюки изготавливают из стали 20.

Пластинчатые крюки (рисунок 3.11, в) изготавливают следующих типов: 1 – однорогие грузоподъемностью от 40 до 315 т для универсальных кранов; 2 – двурогие грузоподъемностью от 80 до 630 т для литейных кранов. Пластинчатые крюки выполняют из нескольких стальных пластин, которые соединены заклепками. Для равномерного распределения нагрузок между пластинами на изогнутой части крюка имеются накладки. Крюк должен иметь предохранительную защелку.

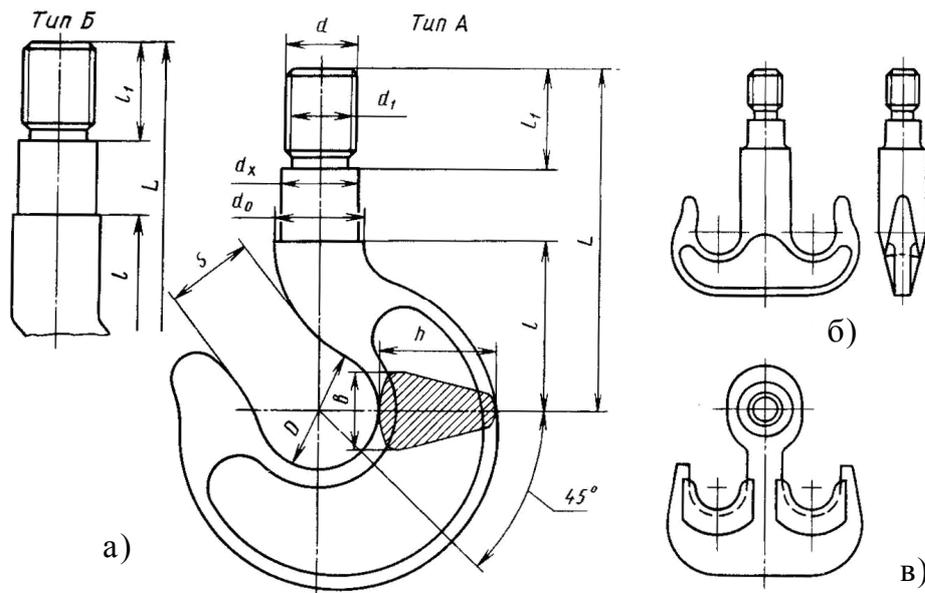


Рисунок 3.11 – Эскизы грузовых крюков:  
 а – однорогий крюк; б – двурогий крюк;  
 в – двурогий пластинчатый крюк

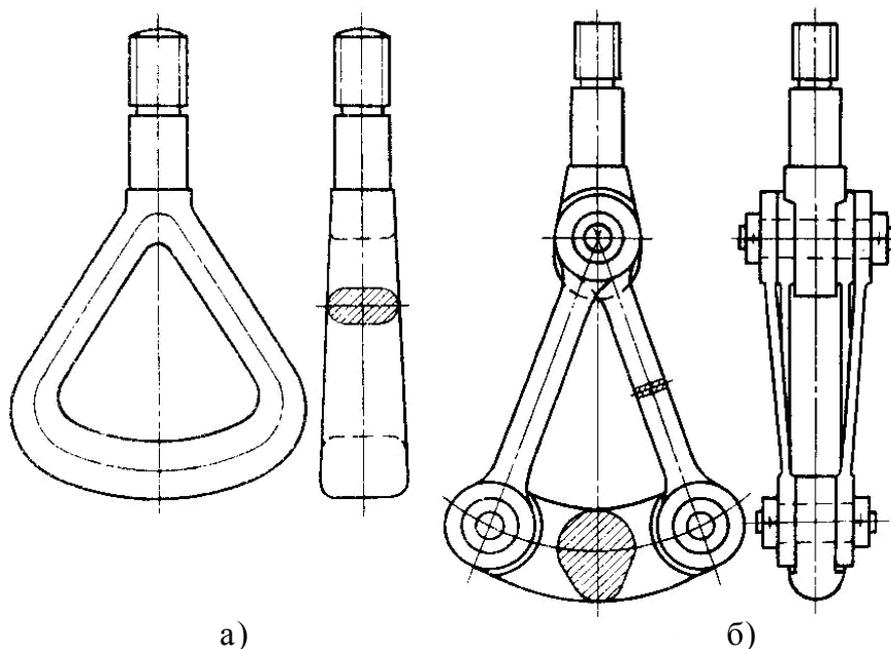


Рисунок 3.12 – Эскизы грузовых петель:  
 а – цельнокованая; б – составная

Для строповки грузов больших размеров применяют грузовые петли, которые могут быть коваными или составными из шарнирно-соединенных деталей (рисунок 3.12).

м) Выбор крюка и расчет гайки крюка

Крюк выбирают по грузоподъемности,  $Q$  (т) и группе режима [5].

К характеристикам крюка отнесены диаметр  $d_{рез}$  резьбы и ее длина.

Определение диаметра и высоты гайки крюка (см. рисунок 3.10).

Наружный диаметр  $D_2$  и высоту  $h_2$  гайки крюка ориентировочно определяют по формулам

$$D_2 = 2 \cdot d_{рез};$$

$$h_2 = (8...10) \cdot p,$$

где  $p$  – шаг резьбы.

Высоту гайки проверяют из условия напряжения смятия по формуле

$$h_2 \geq \frac{4 \cdot 10^4 \cdot Q \cdot p}{\pi(d^2 - d_1^2)[\sigma_{см}]},$$

где  $p$  – шаг резьбы, мм;  $[\sigma_{см}]$  – допустимое напряжение смятия,  $[\sigma_{см}] = 35$  МПа;  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы, мм;  $d$  – наружный диаметр резьбы, мм;  $Q$  – грузоподъемность, кг.

н) Выбор подшипника блока

Подшипник выбирают по коэффициенту  $C$  динамической работоспособности

$$C = F_{np} \cdot \left( 60 \cdot n_{\text{бл}} \cdot L_{h/10^6} \right)^{1/\alpha} \leq [C],$$

где  $F_{np}$  – приведенная нагрузка на подшипник, Н;  $n_{\text{бл}}$  – частота вращения блока,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $L_h$  – срок службы блока,  $L_h = 3200$  ч;  $\alpha = 3$  – для шарикоподшипника. Приведенную нагрузку  $F_{np}$  определяют по формуле

$$F_{np} = F_{\text{max}} \cdot K_Q \cdot K_K \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

где  $F_{\text{max}}$  – максимальная нагрузка на подшипник, Н;  $K_Q$  – коэффициент переменности нагрузки,  $K_Q = 0,8$ ;  $K_K$  – коэффициент, учитывающий вращение наружного кольца,  $K_K \approx 1,2$ ;  $K_\sigma$  – коэффициент, учитывающий тип механизма,  $K_\sigma = 1,2$ ;  $K_T$  – коэффициент, учитывающий температурный режим,  $K_T = 1$ .

$$F_{\text{max}} = \frac{Qg}{z_{\text{бл}} \cdot z_n},$$

где  $z_{\text{бл}}$  – количество блоков на оси (см. схему полиспаста);  $z_n$  – количество подшипников в блоке,  $z_n = 2$ .

Частоту вращения  $n_{\text{бл}}$  блока определяют по формуле

$$n_{\text{бл}} = \frac{60 \cdot V_z \cdot U_n}{\pi \cdot D_{\text{бл}}},$$

где  $V_z$  – скорость подъема груза;  $U_n$  – кратность полиспаста,  $D_{\text{бл}}$  – диаметр блока.

В необходимых случаях оправдано использование роликовых подшипников.

п) Выбор подшипника под гайку крюка

Подшипник выбирают по статической грузоподъемности  $C_0$  с согласованием диаметров резьбы крюка и внутреннего кольца упорного подшипника

$$C_0 = 1,25 \cdot Q \cdot g.$$

р) Расчет траверсы (см. рисунок 3.13)

Некоторые размеры траверсы (для нормальной подвески) принимают из конструктивных соображений:

Ширина  $B_{\text{тр}}$  траверсы

$$B_{\text{тр}} = D_n + 20 \text{ мм.}$$

Длина  $L_{\text{тр}}$  траверсы  $L_{\text{тр}} = D_n + (10 - 15) \text{ мм,}$

где  $D_n$  – наружный диаметр упорного подшипника.

Диаметр траверсы

$$d_{\text{тр}} = d_{\text{хк}} + 2 \text{ мм,}$$

где  $d_{\text{хк}}$  – диаметр хвостовика крюка.

Расстояние  $l$  между опорами определяют по формуле

$$l = L_{\text{тр}} + 2\delta_k + \delta_{\text{щ}},$$

где  $\delta_k$  – толщина кожуха;  $\delta_{\text{щ}}$  – толщина щеки.

Высоту  $h_{\text{тр}}$  траверсы определяют по формуле

$$h_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{6 \cdot T_A}{[\sigma_u] \cdot (B_{\text{тр}} - d_{\text{тр}})}},$$

где  $T_A$  – изгибающий момент в сечении А-А.

$$T_A = \frac{Q \cdot g \cdot L_{mp}}{4}$$

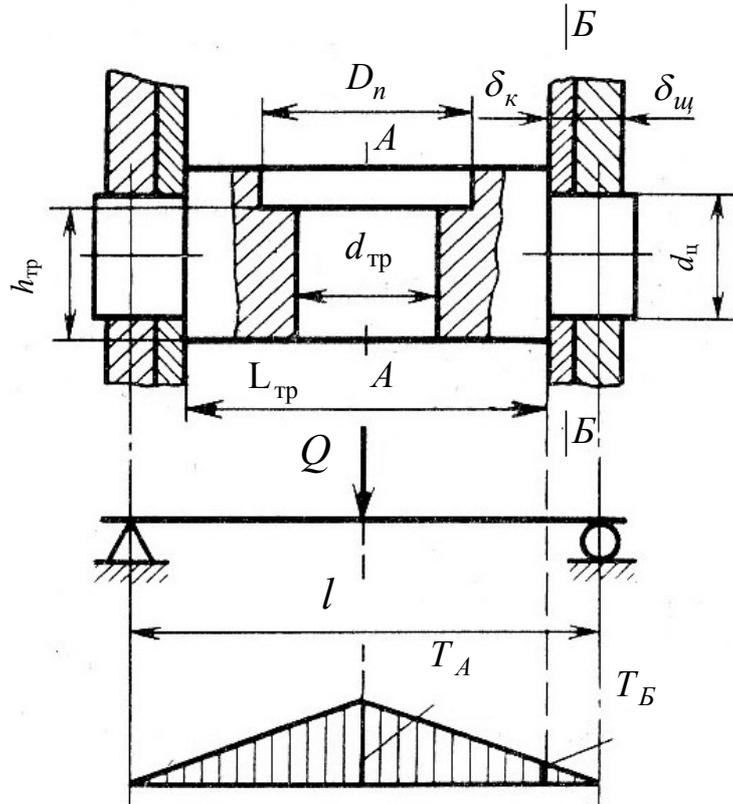


Рисунок 3.13 – Схема к расчету траверсы

Диаметр  $d_u$  цапфы определяют по формуле

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{T_B}{0,1[\sigma_u]}}$$

где  $T_B$  – изгибающий момент в сечении Б-Б.

$$T_B = \frac{Q \cdot g(l - L_{mp})}{2}$$

$[\sigma_u]$  – допускаемый предел прочности,  $[\sigma_u] = 80$  МПа.

с) Расчет оси блока (см. рисунок 3.14)

Диаметр оси блока определяют из уравнения

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{T_A}{0,1[\sigma_u]}}$$

где  $[\sigma_u]$  – допускаемое напряжение,  $[\sigma_u] = 120$  МПа;  $T_A$  – изгибающий момент, Н·м.

$$T_A = \frac{Q \cdot g \cdot l_o}{4},$$

где  $l_o$  – длина оси, м, которую вычисляют по формуле

$$l_o = z_{\text{бл}} \cdot B_{\text{бл}} + 2\delta_k + \delta_{\text{щ}},$$

где  $B_{\text{бл}}$  – ширина блока;  $\delta_k$  – толщина кожуха,  $\delta_k = 2$  мм;  $\delta_{\text{щ}}$  – толщина щеки,  $\delta_{\text{щ}} = (5 \dots 15)$  м в зависимости от грузоподъемности;  $z_{\text{бл}}$  – количество блоков в грузовой подвеске (см. схему полиспаста).

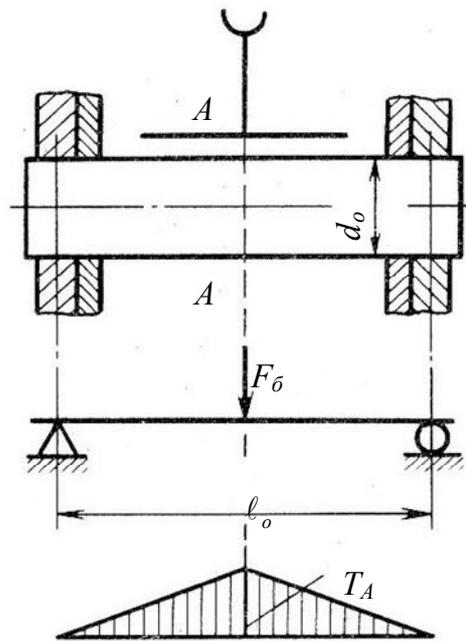


Рисунок 3.14 – Схема к расчету оси блока

Ширину блока принимают  $B_{\text{бл}} \cong 3B_n$ , где  $B_n$  – ширина подшипника. Если диаметр внутреннего кольца подшипника меньше диаметра  $d_0$ , то необходимо принять подшипник с большим значением коэффициента  $C$  с тем, чтобы диаметры  $d_n$  и  $d_0$  были равны.

т) Расчет щеки

Ширину  $B$  щеки определяют по формуле

$$B = 2 \cdot d,$$

где  $d$  – наибольший из диаметров цапфы  $d_u$  траверсы или оси  $d_0$  блоков.

Радиус  $R$  закругления траверсы можно не выполнять.

Толщину  $\delta_{\text{щ}}$  принимают из конструктивных соображений.

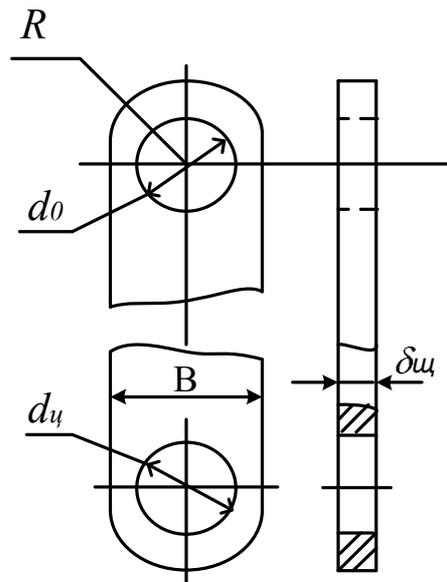


Рисунок 3.15 – Эскиз щеки

Условие прочности при растяжении (сечение по наибольшему из отверстий  $d$ )

$$\sigma = \frac{Q \cdot g}{2(B - d) \cdot \delta_{щ}} \leq [\sigma] = 80 \text{ МПа.}$$

#### 4. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

В отличие от универсальных данные приспособления предназначены для работы с определенной более узкой группой грузов, характеризуемых одним типом конфигурации (цилиндр, сфера, куб); наличием отверстий, полостей, выступов и др.; материалом (деревянные ящики, пластмассовые коробки, стекло и т.д.).

##### 4.1. Стропы

Стропы предназначены для подвешивания груза к крюку крана. Различают стропы канатные, цепные (см. рисунок 4.1) и ленточные. Канатные стропы изготавливают из стальных проволочных канатов крестовой свивки, которые не раскручиваются при свободном подвесе груза. Различают стропы простые в виде отрезка каната, универсальные в виде кольца, а также одно-, двух-, трех- и четырехветвевые, на концах которых

образованы петли или закреплены крюки, кольца и другие концевые детали.

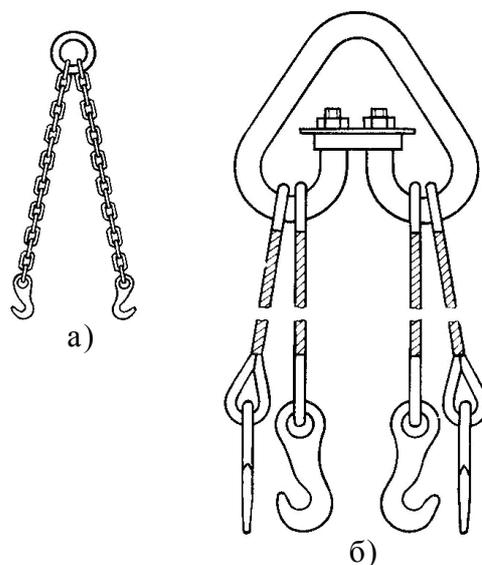


Рисунок 4.1 – Эскизы строп:  
 а – двухветвевая цепная;  
 б – четырехветвевая канатная

Петли канатов, соприкасающиеся с концевыми элементами, снабжают стальными втулками-коушами для предохранения проволок каната от изнашивания и резкого перегиба. Конец каната после образования петли на коуше соединяют с канатом путем заплетки его прядей, установки зажимов (не менее трех), а также с помощью зажимных втулок из цветного металла. Для строповки грузов массой до 5 т с чистой и гладкой поверхностью применяют стропы из пеньковых и капроновых канатов.

Цепные стропы изготовляют из некалиброванных круглозвенных сварных цепей. Эти стропы по конструктивному исполнению аналогичны канатным стропам. Цепные стропы предназначены для подъема грузов с острыми кромками без подкладок, а также грузов, нагретых до высокой температуры.

Усилие натяжения ветвей строп (рисунок 4.2) при подъеме груза зависит от их количества и угла наклона относительно вертикали. Для строп общего назначения расчетным является угол  $\alpha = 45^{\circ}$ . Наименьшее усилие натяжения в ветви стропа определяют по формуле ( $S = F$ )

$$F = \frac{Qg}{z \cdot \cos \alpha},$$

где  $Q$  – масса груза, кг;  $\alpha$  – угол между осью ветви и вертикалью;  
 $z$  – количество ветвей.

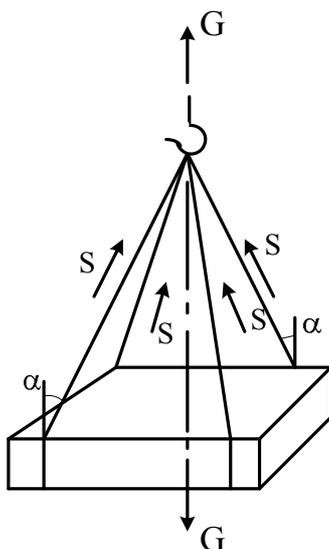


Рисунок 4.2 – Схема подвеса груза  
 Стропы испытывают два раза в год при удвоенной нагрузке.

#### 4.2. Захваты для штучных грузов

Захваты (рисунок 4.3) предназначены для быстрого крепления штучных грузов, в том числе пакетов на поддонах. По способу взаимодействия с грузом различают клещевые захваты, опорно-зжимные, которые охватывают груз с нижней стороны; фрикционно-зжимные, сжимающие боковые поверхности груза и эксцентрикковые (1 – петля, 2 – скоба, 3 – эксцентрикковый зажим).

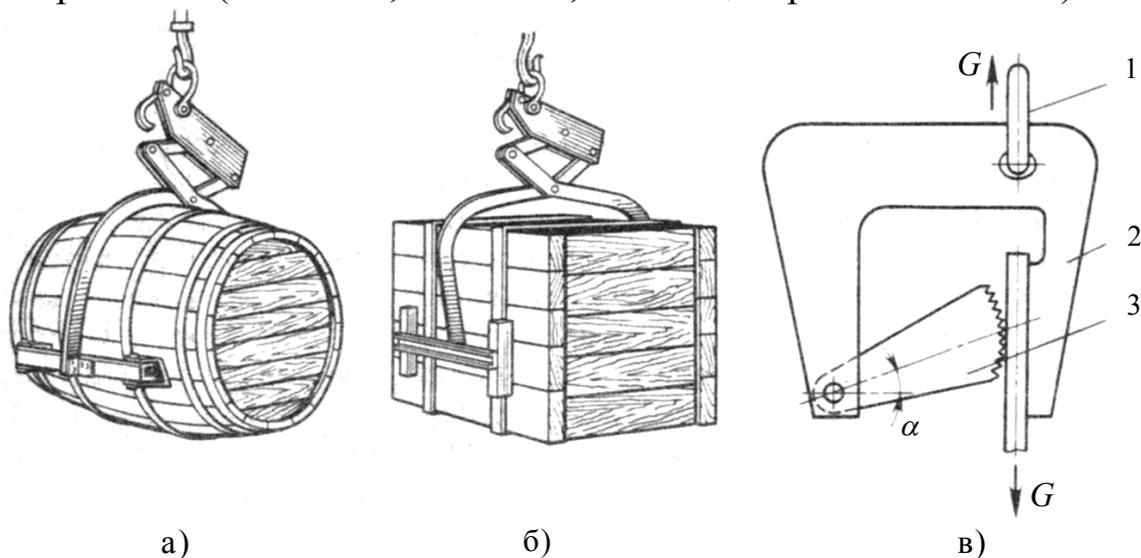


Рисунок 4.3 – Эскизы захватов для штучных грузов:  
 а – опорно-зжимной; б – фрикционно-зжимной; в – эксцентрикковый

### 4.3. Грузоподъемные магниты

Электромагниты (рисунок 4.4) предназначены для перемещения грузов из ферромагнитных материалов (стальной прокат, чугунные чушки, металлолом, стружка). Номинальная грузоподъемность электромагнита соответствует поднимаемой наибольшей массе груза в виде сплошной плиты.

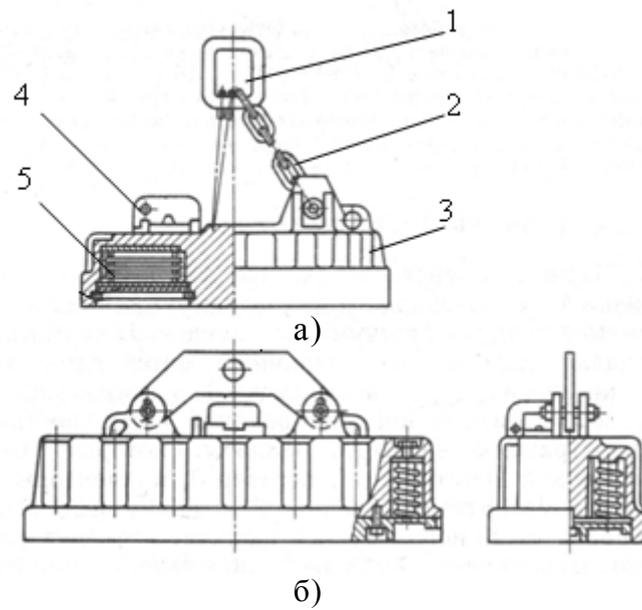


Рисунок 4.4 – Эскизы грузоподъемных электромагнитов:  
а – серии М; б – серии ПМ

Грузоподъемность магнитов составляет в зависимости от типа груза: 40 % номинальной грузоподъемности для рельсов и труб; 15 % – при подъеме стальных листов; 2,5 % – при подъеме размельченной стальной стружки; 1,5 % – при подъеме стальной стружки (вьюнок). Допускается работа электромагнитов с грузами, имеющими температуру до 500 °С, так как при более высокой температуре у стали и чугуна уменьшаются магнитные свойства.

Достоинства электромагнитов: автоматизация операций крепления и освобождения груза. К недостаткам относят переменную грузоподъемность, невозможность подъема грузов, нагретых до температуры более 800 °С. Известны два типа электромагнитов: М – круглой формы (грузоподъемность 6...20 т) и ПМ – прямоугольной формы (грузоподъемность 7...17 т) с питанием постоянным током напряжением 220 или 110 В от двигатель-генераторной или выпрямительной установки.

Круглый электромагнит типа М содержит кольцо 1, строп 2, стальной корпус 3 с высокой магнитной проницаемостью, у которого имеются два полюса в виде наружного и внутреннего колец. Между ними помещена катушка 5, закрытая немагнитными шайбами 4. Концы катушки и питающего кабеля соединены разъемом, который установлен на крюковой подвеске. Кабель наматывается на кабельный барабан, получающий вращение от редуктора механизма подъема посредством зубчатой или цепной передачи, передаточные числа которых подобраны так, чтобы скорость подъема крюка и кабеля были одинаковыми.

#### 4.4. Вакуумные захваты

Принцип действия вакуумных захватов заключается в том, что в установленной на поверхности груза вакуумной камере создают разрежение воздуха (вакуум). С помощью вакуумных захватов перемещают изделия из различных материалов (металла, древесины, пластмассы, стекла), а также листы с рифленой и волнистой поверхностью. Наиболее распространены насосные захваты (рисунок 4.5), которые содержат насос 1 с двигателем, ресивер 3, коллектор 4, трехходовый электромагнитный клапан 2 и вакуумные камеры 5.

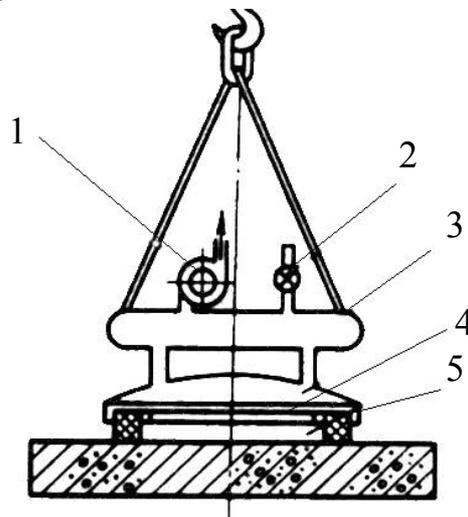


Рисунок 4.5 – Схема вакуумного захвата

Корпус ресивера часто используют в качестве детали рамы захвата. Камеры выполнены в виде выпуклой тарелки или по форме перемещаемого груза. По краям камер закреплены уплотнения из вакуумной резины. Насос создает необходимый вакуум в ресивере

(при этом клапан закрыт), камеры опускают на изделие, включают электромагнитный клапан, который соединяет магистраль ресивера с камерами, в результате изделие за 3...5 с притягивается к захвату. При неработающем насосе можно удерживать изделие в течение 20...30 мин благодаря наличию в ресивере вакуума. Для освобождения изделия камеры соединяют с атмосферой.

## 5. КРАНОВЫЙ ЭЛЕКТРОПРИВОД

Имеет свои особенности, сущность которых будет изложена далее. Различают электропривод постоянного и переменного тока. Наиболее экономичными признаны асинхронные двигатели переменного тока. Но они имеют ограниченный диапазон регулирования частоты вращения (не более 1:3).

Синхронная (без нагрузки) частота вращения  $n_c$  может быть определена по формуле

$$n_c = \frac{60f}{2p},$$

где  $f$  – частота переменного тока ( $f = 50 \text{ с}^{-1}$ ; двигатели работоспособны при  $f = 60 \text{ с}^{-1}$ );  $p$  – количество пар полюсов статорной обмотки.

Аналогом группы режима для электропривода является  $ПВ$  – продолжительность включения.

$$ПВ = \frac{t_{раб}}{t_{раб} + t_{науз}} \cdot 100 \% = \varepsilon \cdot 100 \%,$$

где  $t_{раб}$  – продолжительность работы под нагрузкой;  $t_{науз}$  – продолжительность перерывов в работе за цикл (цикл равен 10 мин). Соотношения между  $ПВ$ , режимом работы (ГОСТ) и группой режима (ИСО) указаны в таблице 5.1.

Таблица 5.1

### Соотношения между интенсивностями эксплуатации

$ПВ, \%$	Режим работы (ГОСТ)	Группа режима (ИСО)
15	Легкий (Л)	М5
25	Средний (С)	М6
40	Тяжелый (Т)	М7
60	Весьма тяжелый (ВТ)	М8

Зная группу режима, можно определить  $PВ$  и с учетом последнего выбрать электродвигатель. Режимы работы по прежней квалификации указаны для пользования устаревшими справочниками (факультативно).

### 5.1. Определение мощности и выбор электродвигателя

Электродвигатель выбирают из условия  $P_1 \leq P_{расч}$ .

Расчетную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$P_{расч} = P_{ст} \cdot K_u \cdot K_p \cdot K_e \cdot K_{пр},$$

где  $P_{ст}$  – статическая мощность, кВт;  $K_u$  – коэффициент использования номинальной грузоподъемности,  $K_u=0,7$ ;  $K_p$  – коэффициент, учитывающий схему регулирования скорости,  $K_p=1,19$ ;  $K_e$  – коэффициент, учитывающий фактическую продолжительность включения,  $K_e=0,82$ ;  $K_{пр}$  – коэффициент пусковых потерь,  $K_{пр}=1,5$ .

$$P_{ст} = \frac{Q \cdot g \cdot V_z}{10^3 \cdot \eta_o},$$

где  $\eta_o$  – общий КПД механизма,  $\eta_{мех} = 0,85$ .

Выбирают двигатель с мощностью, которая бы удовлетворяла условию  $P_1 \leq P_{расч}$ .

Предпочтение следует отдавать электродвигателям серии МТН или МТГ (для групп режимов М3...М5 допускаются двигатели серий МТКГ, МТКН), а также двигателям серии 4МТ.

Для данных двигателей в справочниках не указан пусковой момент  $T_{пуск}^{дв}$ . В этом случае следует принимать  $T_{пуск}^{дв} = 3T_n$ , где  $T_n$  – номинальный вращающий момент ( $T_n = 9550 P_1 / n_1$ , где  $P_1$  и  $n_1$  – мощность и частота вращения соответственно).

### 5.2. Проверка двигателя по пусковому моменту

Необходимо соблюдение условия  $T_{пуск}^{дв} \geq T_{пуск}^{мех}$ ,

где  $T_{пуск}^{дв}$  – пусковой момент двигателя (из справочника);  $T_{пуск}^{мех}$  – пусковой момент механизма:

$$T_{\text{пуск}}^{\text{мех}} = T_c + T_{\text{ув}} + T_{\text{ун}},$$

где  $T_c$  – статический момент, Н·м;  $T_{\text{ув}}$  – инерционный момент от вращающихся масс, Н·м;  $T_{\text{ун}}$  – инерционный момент от поступательно движущихся масс, Н·м.

Статический момент определяют по формуле

$$T_c = \frac{z_n \cdot F_{\delta} \cdot D_{\delta}}{2 \cdot U_p^o \cdot \eta_0},$$

где  $z_n$  – количество ветвей каната, закрепленных на барабане;  $U_p^o$  – передаточное число редуктора

$$U_p = \frac{n_1}{n_{\delta}},$$

где  $n_1$  – частота вращения двигателя, мин<sup>-1</sup> (из справочника);  $n_{\delta}$  – частота вращения барабана, мин<sup>-1</sup>

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot V_z \cdot U_n}{\pi \cdot D_{\delta}}.$$

Динамические составляющие  $T_{\text{ув}}$  и  $T_{\text{ун}}$  пускового момента механизма вычисляют по соответствующим формулам

$$T_{\text{ув}} = 1,2 \frac{J_1 \cdot n_1}{9,55 \cdot \tau_n},$$

где  $\tau_n$  – время пуска, определяемое как

$$\tau_n = \frac{V_z}{[a]},$$

где  $[a]$  – допускаемое ускорение,  $[a] = 0,2$  м/с<sup>2</sup>;  $J_1$  – момент инерции ротора электродвигателя, кг·м<sup>2</sup> (из справочника).

$$T_{\text{ун}} = \frac{9,55 \cdot Q \cdot V_z^2}{n_1 \cdot \tau_n \cdot \eta_0},$$

где  $Q$  – грузоподъемность крана, кг.

### 5.3. Управление скоростью груза в крановом механизме

Особенностями работы крановых механизмов, в частности механизма подъема груза (МПГ), являются: изменение нагрузки в больших пределах и направлениях действия, широкий диапазон регулирования скорости при различных значениях и знаках нагрузки; работа в повторно-кратковременном режиме при большом числе включения в час; вероятность перегрузок; жесткое воздействие факторов окружающей среды.

Для электропривода крановых механизмов изготавливают специализированные серии электрических машин: асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором (в том числе двух- и трехскоростные), с фазным ротором и двигатели постоянного тока. Соотношение удельных стоимостей (р./кВт) данных двигателей 1,7:1:2.2.

Для управления двигателями с целью обеспечения требуемого диапазона изменения скорости используют силовые кулачковые контроллеры (КК); магнитные контроллеры (МК); системы: Г–Д; ПЧН–АД. Соотношение стоимостей указанных управляющих устройств 1:5,3:15:50. Кроме того, используют системы ТПН–АД, УВ–Д и др. Всем им в той или иной мере присущи недостатки: низкие энергетические показатели, ступенчатое регулирование скорости, высокая стоимость, необходимость квалифицированного обслуживания и т.д.

Сравнительные показатели по массе различных типов электропривода при мощности двигателя 30 кВт составляют:

Тип кранового электропривода и управляющего устройства	Масса, кг
СКК.....	480
СМК переменного тока.....	630
СМК переменного тока с динамическим торможением или источником встречного напряжения.....	720
СМК постоянного тока.....	1140
СМК асинхронным короткозамкнутым двигателем.....	900
Система Г–Д.....	1700
Система ПЧН–АД.....	1260

Масса двигателя мощностью 30 кВт составляет 315–335 кг. Таким образом, за счет системы управления масса электропривода может увеличиваться в 2–5 раз.

Используют крановые механизмы двух модификаций: моноблочный и раздельный. При моноблочном исполнении механизм содержит один типовой комплект, включающий двигатель, муфту-тормоз, редуктор, рабочий орган (барабан, зубчатое колесо и др.). Для механизмов раздельного типа (как правило, механизм передвижения крана) характерно наличие двух и более типовых комплектов.

Несмотря на удвоенное количество комплектующих единиц, раздельный привод в определенных условиях оказывается наиболее дешевым. Кроме того, поочередное включение (выключение) двигателей такого механизма позволяет обеспечить плавное трогание (остановку), например башенного крана, с уменьшенным по сравнению с обеспечиваемыми системой управления динамическими нагрузками.

Крановые МПГ раздельного типа (два двигателя или два барабана) не нашли широкого применения, так как решали частные задачи, например задачу порожних перемещений грузов малой массы включением одного двигателя.

Цель данной схемы МПГ – обосновать возможность и целесообразность исключения электротехнических систем управления, применяемых ныне в крановых механизмах, с обеспечением нужного диапазона скоростей за счет средств и приемов механики. Для достижения указанной цели разработан МПГ, кинематическая схема которого изображена на рисунке 5.1.

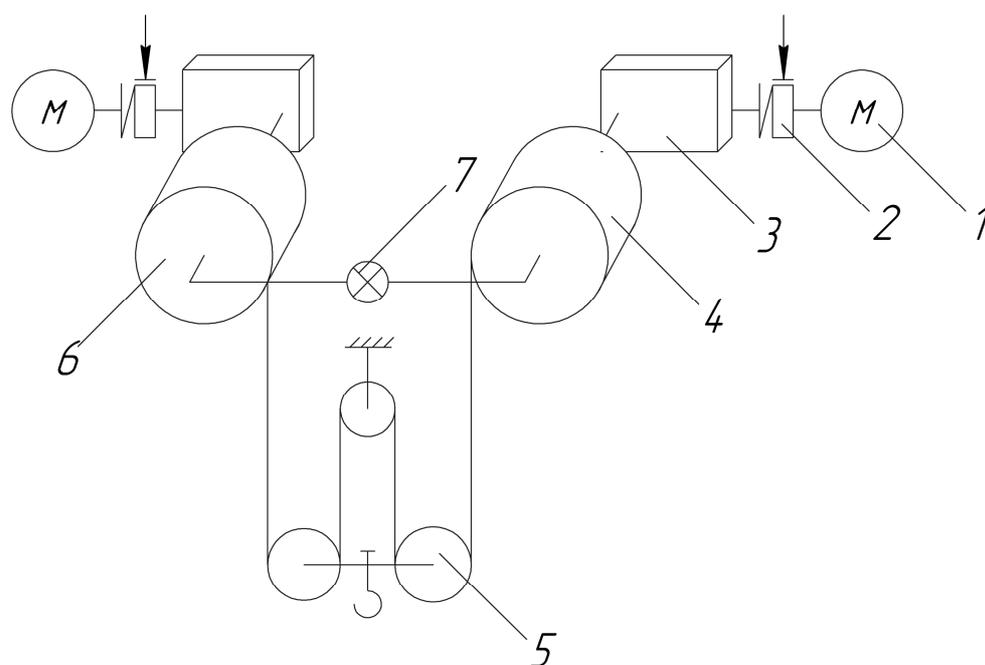


Рисунок 5.1 – Кинематическая схема варианта 1 МПГ

Механизм содержит двойной комплект, включающий электродвигатель 1, муфты-тормозы 2, редукторы 3, барабаны 4 и 6, а также полиспасть 5 и счетчик оборотов 7. При вращении одного из барабанов (4 или 6) полиспасть работает как одинарный; при вращении обоих барабанов – как сдвоенный. Счетчик оборотов 7 позволяет контролировать запас каната на барабане. Электродвигатель 1 – асинхронный с короткозамкнутым ротором (типа МТКФ) выбран как наиболее дешевый, экономичный и надежный. Редуктор 3 – цилиндрический двух- или трехступенчатый. Основное отличие состоит в том, что барабаны 4 и 6 имеют разные диаметры по центрам витка каната. Допустим, диаметр  $D_4$  барабана 4 больше диаметра  $D_6$  барабана 6. Скорость  $V_k$ , м/с, каната, наматываемого на барабан, зависит от диаметра  $D$ , м, и частоты  $n_6$ , мин<sup>-1</sup>, вращения барабана:

$$V_k = \pi D n_6 / 60.$$

Поскольку двигатели и редукторы одинаковые, то при  $n_1 = n'_1$  и  $u_{p3} = u'_{p3}$  частоты вращения барабанов будут равны:  $n_{64} = n_{66}$  (здесь  $n'_1$  – частота вращения второго двигателя, а  $u'_{p3}$  – передаточное число второго редуктора). Так как  $D_4 > D_6$ , то скорость  $V_{k1}$  каната, наматываемого на барабан 4, будет больше скорости  $V_{k2}$  каната, наматываемого на барабан 6. Разность скоростей будет пропорциональна разности диаметров:

$$(V_{k1} - V_{k2}) = f(D_4 - D_6).$$

В целом скорости  $V_{21} - V_{28}$  груза, обеспечиваемые данным механизмом, можно определить по формулам, приведенным в таблице 5.2 ( $u_n$  – кратность полиспаста, численно неизменная при его работе как по одинарной, так и по сдвоенной схеме (скорости  $V_{23}$ ,  $V_{24}$  – наименьшие (посадочные);  $V_{25} - V_{28}$  – номинальные;  $V_{21}, V_{22}$  – ускоренные (форсированные)).

Номинальную (паспортную) скорость груза назначают, исходя из типа крана, характера груза, вида работ, группы режима и пр. Примерный скоростной режим при подъеме груза «с веса» представлен на диаграмме (рисунок 5.2). Периоды  $\Delta t$  пуска (разгона) на каждом этапе малы ( $\approx 0,5$  с) из-за жесткой естественной характеристики асинхронных двигателей. Скорость  $V_{23}$  зависит только от разности диаметров барабанов и может быть сколь угодно малой (0,01–0,05 м/с). Если ускорение все же окажется

неприемлемым из-за величины  $\Delta t_i$ , то можно применять двигатели серии МАП или двух- (трехскоростные) МТКФ. Во всяком случае, громоздкая и дорогая система управления будет исключена.

Главное преимущество рассмотренного МПГ – наличие посадочных скоростей, столь необходимых при монтажных работах и операциях, плавный пуск с минимальными динамическими воздействиями на металлоконструкцию, сокращение цикла. Диапазон регулирования посадочной скорости  $V_{23} : V_{24} = 1 : 20$  и более.

Для управления двигателями достаточно иметь стандартные магнитные пускатели с кнопками «Пуск», «Стоп» и клавиши, объединяющие кнопки «Пуск»–«Пуск», «Пуск»–«Стоп», «Стоп»–«Стоп» обоих двигателей. Определение мощности и методика выбора двигателей требуют дополнительных исследований. Решающее влияние при этом будут иметь группа режима и перегрузочная способность (не менее трехкратной) двигателей серии МТКФ.

Таблица 5.2

**Определение скоростей механизма подъема груза**

Позиция на рисунке 5.1	Направление вращения барабана <sup>1</sup>	Формула для определения скорости груза <sup>2</sup>
4 6	+	$+V_{21} = (V_{к1} + V_{к2}) / U_n$
4 6	-	$-V_{22} = (V_{к1} + V_{к2}) / U_n$
4 6	+	$+V_{23} = (V_{к1} - V_{к2}) / U_n$
4 6	-	$-V_{24} = (V_{к1} - V_{к2}) / U_n$
4 6	+	$+V_{25} = V_{к1} / U_n$
4 6	0	$-V_{26} = V_{к1} / U_n$
4 6	0	$+V_{27} = V_{к2} / U_n$
4 6	0	$-V_{28} = V_{к2} / U_n$

<sup>1</sup>Знак «+» – вращение по часовой стрелке, «-» – против, 0 – барабан не вращается.

<sup>2</sup>Знак «+» – подъем груза, «-» – опускание.

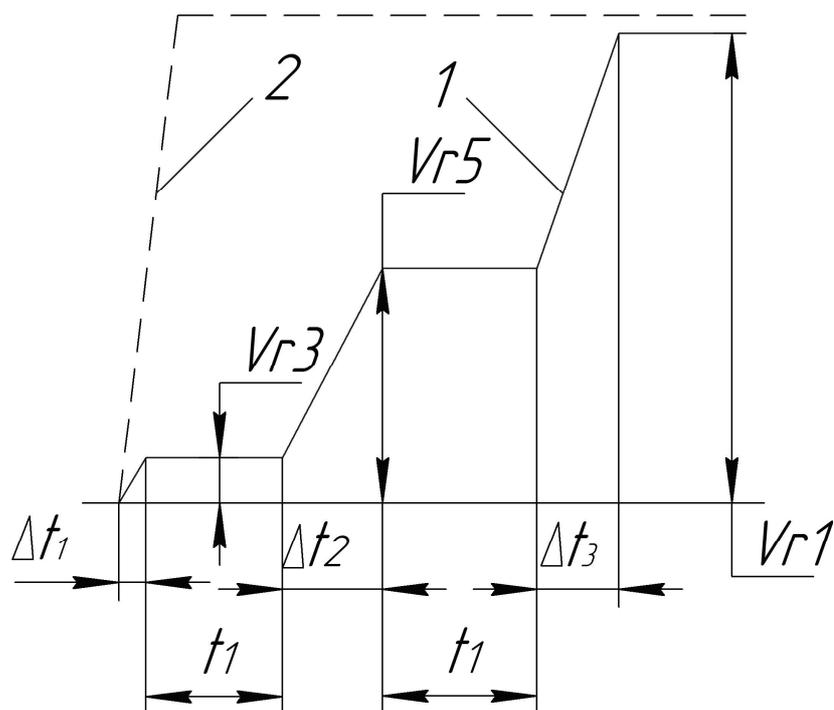


Рисунок 5.2 – Примерная диаграмма скоростного режима механизма подъема с грузом (1) и без груза (2)

Особенностью работы крановых механизмов, в частности механизма подъема груза (МПГ), является наличие перегрузок. К ним, по степени подверженности динамическим нагрузкам, можно отнести приводы (приводные станции) наклонных цепных конвейеров. В обоих случаях актуальна задача обеспечения плавного пуска (разгона) этих машин, а для кранов, кроме того, обеспечение малых («посадочных») скоростей, т.е. диапазона изменений скорости подъема – опускания груза в пределах 1:10.

В варианте 1 МПГ была показана неэффективность электротехнических и электронных устройств для управления скоростью груза при использовании асинхронных двигателей трехфазного тока. Обоснована возможность управления скоростью груза МПГ с использованием только механических устройств.

Кинематическая схема предлагаемого МПГ изображена на рисунке 5.3. Механизм содержит основной редуктор 1, муфту-тормоз 2, двигатель 3, барабан 4 и полиспаст 5. В этой части механизм выполнен по типовой схеме. Количество ступеней редуктора 1, кратность полиспаста 5, а также их другие особенности и параметры могут быть изменены в зависимости от грузоподъемности  $Q$ , диапазона скоростей  $V_2$  груза и т.д.

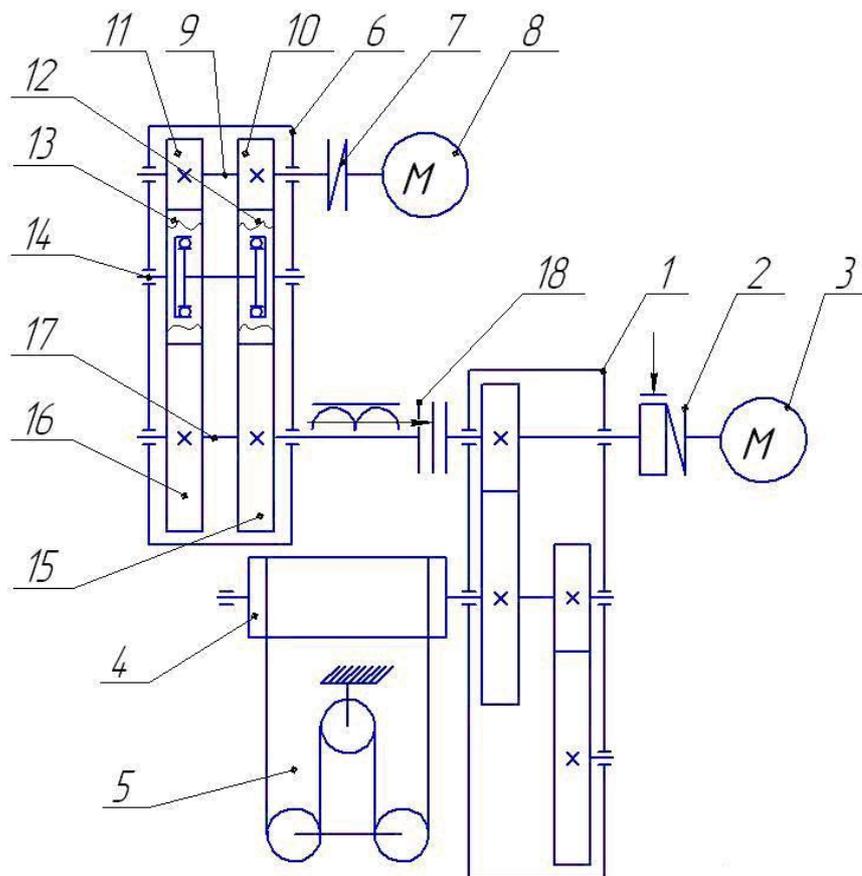


Рисунок 5.3 – Схема МПП по варианту 2

Предлагаемый механизм дополнен редуктором 6, входной вал которого муфтой 7 соединен с двигателем 8. Редуктор 6 двухпоточный: на входном (быстроходном) валу 9 закреплены шестерни 10 и 11, находящиеся в зацеплении с промежуточными («паразитными») зубчатыми колесами 12 и 13 соответственно. Колеса 12, 13 расположены на валу 14 и связаны с ним посредством встроенных обгонных муфт (не обозначены). Второй поток передачи мощности через редуктор 6 осуществляют через колеса 12, 13 и 15, 16 соответственно. Выходной вал 17 редуктора 6, на котором закреплены колеса 15 и 16, фрикционной электромагнитной муфтой 18 соединен с быстроходным валом редуктора 1. Каждое из зубчатых колес 12, 13 (рисунок 5.4) устроено одинаково и содержит полумуфту 19, жестко закрепленную на валу 14, собственно зубчатое колесо 12 (или 13), ролики 20, замыкающие (размыкающие) кинематическую цепь в зависимости от направления вращения. При разомкнутой цепи колесо 12, (13) вращается относительно вала 14 на подшипниках 21. Работает механизм следующим образом. При включении двигателя 8 подается напряжение на нормально-разомкнутую муфту 18 и на

нормально-замкнутый тормоз 2, т.е. муфта 18 включается, связывая выходной и входной валы редукторов 1 и 6; тормоз 2 выключается, делая возможным вращение валов редуктора 1. При вращении ротора двигателя 8, допустим, по часовой стрелке, вращение будет передаваться от колеса 10 на колесо 12 и далее по цепи, т.к. обгонная муфта, встроенная в колесо 12, включится; колесо 13 при этом будет вращаться вхолостую, т.к. его обгонная муфта при этом направлении вращения разомкнута. Поскольку муфта 18 замкнута, то приходят во вращение валы, зубчатые колеса редуктора 1 и барабан 4. Благодаря полиспасту 5 груз, допустим, перемещается вверх плавно и с минимальной заданной скоростью  $V_{21}$ . Через определенный промежуток времени включают двигатель 3, при этом выключается двигатель 8, муфта 18. Тормоз 2 остается расторможенным. Ротор двигателя 3 перед включением вращался вхолостую, что способствует плавному увеличению скорости  $V_{22}$  подъема груза до наибольшего (номинального) значения.

Основную часть времени операций подъема – опускания груза при погрузочно-разгрузочных работах, включая холостые перемещения, выполняют при использовании двигателя 3, редуктора 1, полиспаста 5.

При монтажно-сборочных операциях перемещение груза с малыми «посадочными» скоростями обеспечивают включением двигателя 8, редуктора 6 и далее по кинематической цепи описанным способом.

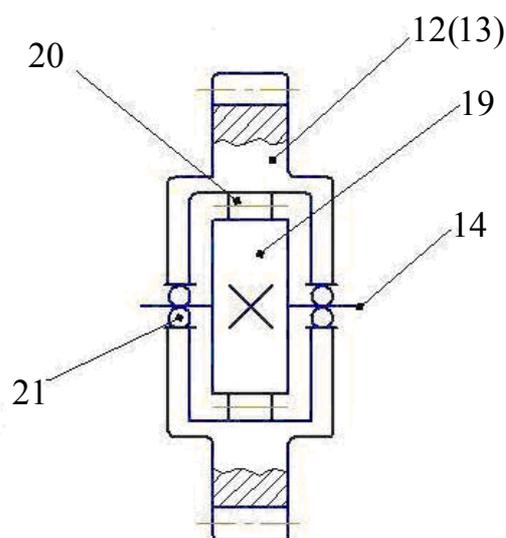


Рисунок 5.4 – Схема обгонной муфты

Для привода цепных наклонных конвейеров с частыми остановками (более 8 в смену) также актуальна задача плавного пуска. Задача сводима к уменьшению динамической составляющей общего сопротивления движению ходовой части конвейера

$$F_{\partial} = \frac{60V_{x.ч}^2 l}{z_1^2 p} (q + k_1 q_{x.ч}),$$

где  $F_{\partial}$  – динамическая сила;  $V_{x.ч}$  – скорость движения ходовой части;  $l$  – длина конвейера;  $z_1$  – количество зубьев приводной звездочки;  $p$  – шаг цепи;  $q$  – погонная масса (кг/м) груза;  $q_{x.ч}$  – погонная масса (кг/м) ходовой части;  $k_1$  – коэффициент, учитывающий влияние длины конвейера (при  $l < 20$  м,  $k_1 = 2$ ).

Конвейеры работают в нереверсивном режиме, поэтому в редукторе  $б$  достаточно одного потока мощности (например, через зубчатые колеса  $10, 12, 15$ . Тем самым редуктор  $б$  упрощается).

Выполнен расчет МПГ мостового крана для случая подъема груза «с веса» по вышеуказанным формулам. Исходные данные:  $Q=20$  т;  $V_{21} = 0,02$  м/с;  $V_{22} = 0,2$  м/с;  $u_1 = 20$  (первая ступень – 5; вторая – 4);  $u_6 = 10$  (первая ступень – 5; вторая – 2);  $n = 730$  мин<sup>-1</sup> (для обоих двигателей);  $\eta = 0,85$ .

Результаты расчета: мощность  $P$  двигателей  $8$  и  $3$  составляет  $5$  и  $50$  кВт соответственно; вращающие моменты, передаваемые муфтами  $7$  и  $18$ , составляют  $65$  и  $600$  Н·м соответственно, что следует считать приемлемым для фрикционной электромагнитной муфты  $18$ .

Отличие предлагаемой схемы МПГ от варианта [1] состоит в последовательном расположении редукторов вместо параллельного, наличием обгонных муфт (одной для нереверсивных машин типа конвейера), а также фрикционной муфты с электромагнитным управлением.

По кинематической схеме предлагаемый МПГ сложнее используемых ныне. Но отсутствие системы управления двигателем, например тиристорного (частотного) типа, повысит его преимущества по массово-габаритным показателям и капитальным вложениям в  $2 - 3$  раза; по эксплуатационным затратам электроэнергии не менее чем в  $5$  раз.

Следует еще раз подчеркнуть: диапазон  $1:10$  изменения скорости груза обеспечен за счет только механических компонентов, что

снижает требования к квалификации обслуживающего персонала. Управление двигателями возможно использованием магнитных пускателей и кнопочных постов «пуск–стоп». Двойной комплект «двигатель – редуктор» способствует повышению срока службы. А в целом обеспечено решение задачи по снижению динамических воздействий на груз и металлоконструкцию.

Для механизма передвижения крана (тележки) предложен редуктор с изменяемым передаточным числом (рисунок 5.5). Редуктор содержит корпус 1 и валы: 2, 3, 4, 5 и 6 соответственно. Между валами 2 и 3 установлена муфта 7; между валами 4 и 5 – муфта 8. Редуктор содержит три пары зубчатых колес: 9 и 10 – первая ступень; 11 и 12 – вторая ступень; 13 и 14 – третья ступень. Вал 4 соединен через муфту-тормоз 15 с двигателем 16. Вал 6 соединен с рабочим органом, например ходовым колесом 17. Редуктор оснащен механизмом 18 управления муфтами 7, 8.

Схема механизма 18 представлена на рисунке 5.6. Кроме упомянутых элементов: валов 2 и 3, 4 и 5, муфт 7 и 8 механизм 18 содержит пару «винт – гайка» 19 и 20 соответственно. На гайке 20 закреплены две вилки: 21, связанной с подвижной полумуфтой муфты 7; 22 – связанной с аналогичной полумуфтой муфты 8. Винт 19 приводится во вращение двигателем 23 через муфту-тормоз 24. Может быть предусмотрена предохранительная фрикционная муфта 25. Движение гайки 20 ограничено концевыми выключателями 26 и 27.

Работа механизма передвижения крана (тележки) с предлагаемым редуктором происходит следующим образом.

В исходном положении муфта 7 замкнута, муфта 8 разомкнута. При включении двигателя 16 движение передается через зубчатые колеса 1 – 10, 11 – 12, 13 – 14 на ходовое колесо 17. Три указанные ступени обеспечивают редуктору наибольшее передаточное число. По истечению времени пуска  $t = 3 \dots 5$  с в зависимости от особенностей технологической операции (с грузом, его массы, отсутствие груза) с помощью механизма 18 муфту 7 размыкают, а муфту 8 замыкают. При этом движение от двигателя 16 на колесо 17 будет передаваться через колеса 13 – 14, передаточное число которых будет в 3...5 раз меньше общего передаточного числа редуктора. Соответственно увеличится скорость крана (тележки).

Работа механизма 18 (см. рисунок 5.6) происходит следующим образом. Для управления муфтами 7, 8 (их замыкания или

размыкания) включают двигатель 23. Винт 19, вращаясь, смещает гайку 20, например, влево. Гайка 20 посредством вилок 21, 22 размыкает муфту 7 и замыкает муфту 8. В конце пути включают двигатель 23 с противоположным направлением вращения, гайка 20 смещается вправо, муфта 8 размыкается, муфта 7 замыкается и вращение от двигателя 16 на колесо 17 будет передаваться через упомянутые три ступени редуктора. Будет обеспечено плавное замедление крана (тележки). Через 3...5 с выключают двигатель 16. Остановка крана (тележки) происходит под воздействием тормоза 15.

Плавные разгон и остановка крана (тележки) уменьшают раскачивание груза, динамические напряжения в металлоконструкциях.

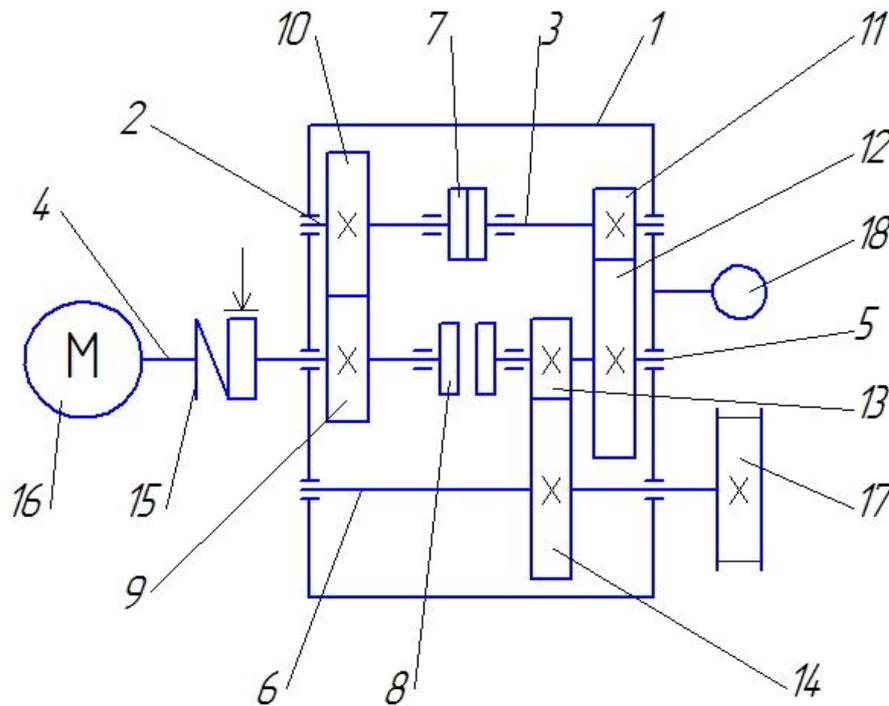


Рисунок 5.5 – Схема редуктора

Для работы механизма 18 управления муфтами можно использовать самотормозящую пару «винт – гайка» или использовать для удержания полумуфт в крайних положениях тормоз 24. В современных приводах получили широкое распространение шарико-винтовые пары (ШВП). Один из вариантов ШВП показан на рисунке 5.7.

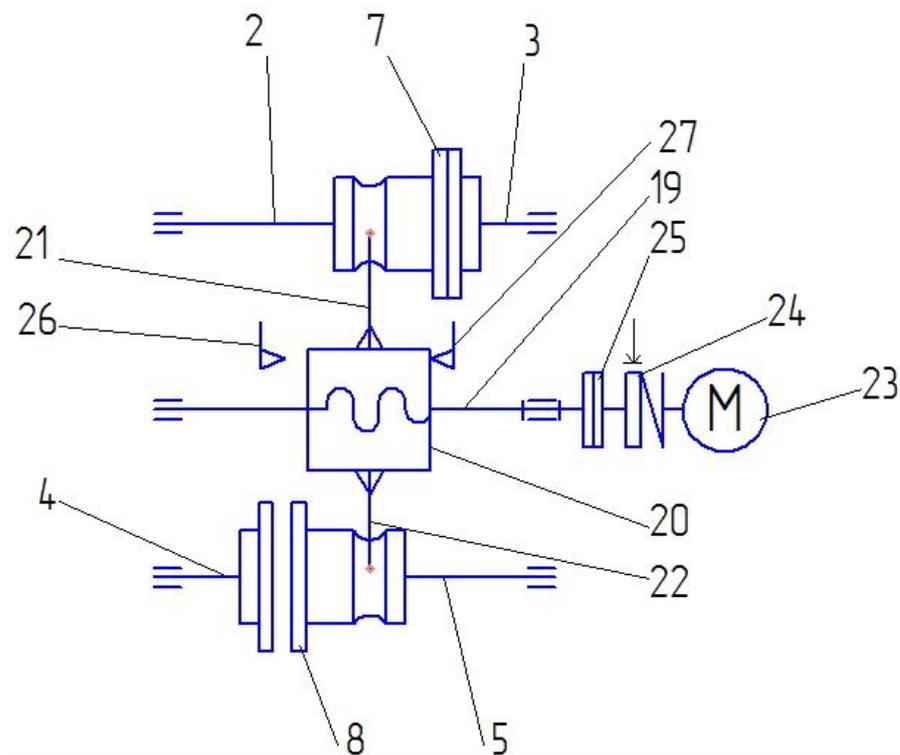


Рисунок 5.6 – Схема механизма переключения передач

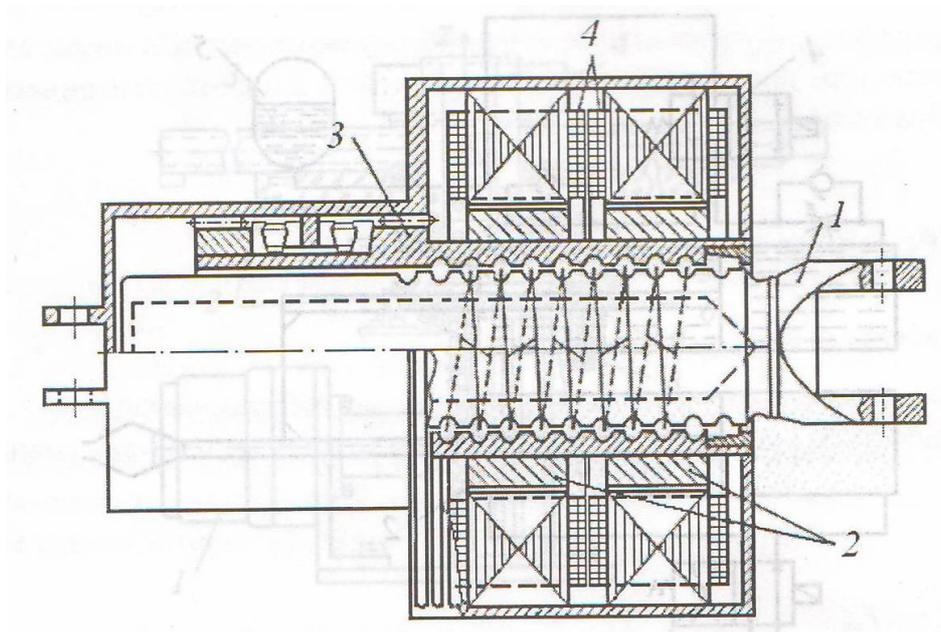


Рисунок 5.7 – Схема модуля с низкоскоростным (моментным) вентильным двигателем

Якорная обмотка 4 вентильного двигателя состоит из двух систем, каждая из которых подключена к своему коммутатору. Для преобразования вращательного движения двигателя в возвратно-

поступательное движение штока  $l$  использована ШВП, имеющая высокий КПД (до 0,98) и минимальную погрешность позиционирования. Гайка 3 ШВП выполняет функции ротора электродвигателя. Модуль имеет компактную конструкцию с высокими динамическими свойствами. Усилие на штоке  $l$  до 75 кН; скорость до 0,1 м/с; ход до 180 мм.

#### 5.4. Выбор редуктора

Редуктор выбирают по мощности (крутящему моменту на тихоходном валу) и передаточному числу.

Мощность редуктора определяют по формуле

$$P_p = P_1 \cdot K,$$

где  $P_p$  – мощность редуктора;  $P_1$  – мощность двигателя, кВт;  $K$  – коэффициент, учитывающий тип механизма. Для МПГ  $K=1$ .

Крутящий момент  $T_{\delta}$  на тихоходном валу можно определить по формуле

$$T_{\delta} = T_c \cdot U_p \cdot \eta_0,$$

где  $U_p$  – фактическое передаточное число редуктора.

#### 5.5. Выбор муфты

Муфту выбирают по крутящему моменту  $T_m$ .

$$T_m = T_c \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3,$$

где  $T_c$  – статический момент;  $K_1$  – коэффициент, учитывающий тип механизма;  $K_2$  – коэффициент, учитывающий группу режима;  $K_3$  – коэффициент для зубчатых муфт (МЗ).

Для МПГ  $K_1=1,3$ ; для механизма передвижения  $K_1=1,2$ . Для группы режима М8  $K=1,3$  для всех механизмов. Для определения коэффициент  $K_2$  см. таблицу 5.3.

Для зубчатых муфт  $K_3=1,25$  при допусаемом угловом смещении осей соединяемых валов до  $0,5^{\circ}$ ;  $K_3=1,5$  при смещении до  $1^{\circ}$ .

Значения коэффициента  $K_2$ 

Группа режима	Коэффициент $K_2$			
	Механизм			
	подъема груза	передвижения	поворота	стрелоподъемн.
М4, М5	1,0	1,0	1,2	1,2
М6	1,1	1,1	1,3	1,3
М7	1,2	1,2	1,3	1,3
М8	1,3	1,3	1,3	1,3

Пример записи муфт в спецификации:

быстроходный вал

Муфта упругая втулочно-пальцевая с номинальным крутящим моментом 500 Н·м, одна полумуфта с диаметром посадочного отверстия 40 мм, исполнения 1, другая – диаметром 45 мм, исполнения 4, климатическим исполнением У и категорией размещения 3 обозначается:

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)7-500-40-1-45-4-У3.

Примечание: исполнение 1 – хвостовик вала цилиндрический; 4 – конический; 7 – номер муфты.

тихоходный вал

Муфта зубчатая М2 (2 – номер муфты) типа 1 (1 – с разъемной обоймой) с номинальным передаваемым крутящим моментом 1600 Н·м, с диаметрами посадочных отверстий в полумуфтах 50 мм, исполнения 1 (хвостовик вала цилиндрический), климатическим исполнением У и категорией размещения 3 обозначается:

Муфта зубчатая (МЗ)2-1-1600-50-1-У3.

Муфта должна быть компенсирующего типа (МУВП для групп режима М3...М5; МЗ – для групп М6...М8) с тормозным шкивом.

## 6. ТОРМОЗНЫЕ УСТРОЙСТВА. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тормозные устройства разделяют на два вида:

1) остановки, применяемые в основном в механизмах с ручным приводом;

2) тормоза, применяемые в механизмах с машинным приводом.

Процесс торможения представляет собой преобразование кинетической энергии вращающихся масс механизма и поступательно движущихся масс в работу сил трения тормоза.

Тормоза в механизме подъема груза и стрелы не только затормаживают, но и способствуют удерживанию груза или стрелы с грузом в подвешенном состоянии. Тормоза в механизмах передвижения кранов (тележек) и поворота должны обеспечить остановку механизма на заданном пути торможения, а при действии внешних факторов: ветровой нагрузки, уклонов рельсового пути удерживать кран или его поворотную часть от перемещения.

Тормоза устанавливают на быстроходном валу механизма. В случаях транспортирования раскаленного и расплавленного металла и шлака, ядовитых и взрывчатых веществ механизмы подъема груза и изменения вылета оборудуются двумя независимо действующими тормозами.

В крановых механизмах необходимо применять тормоз нормально-замкнутого типа, действующий автоматически.

### 6.1. Остановы

Остановы допускают свободное вращение вала механизма в одном направлении и препятствуют его вращению в обратном.

Храповый останов (рисунок 6.1) состоит из храпового колеса (храповика) 1, установленного на затормаживаемом валу 2 механизма, и защелки (собачки) 3, шарнирно закрепленной на оси 4, установленной на неподвижном элементе механизма, например, корпусе.

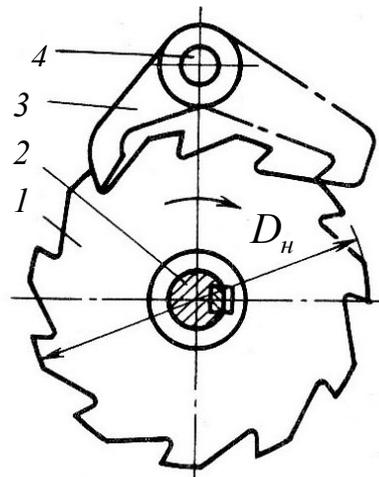


Рисунок 6.1 – Схема храпового останова

Усилие между зубьями храпового колеса и собачкой определяется по формуле

$$F_0 = 2 \cdot T_{кр} / D_n = 2 \cdot T_{кр} / (m \cdot z),$$

где  $T_{кр}$  – крутящий момент на валу;  $D_n$  – наружный диаметр храповика;  $m$  – модуль;  $z$  – количество зубьев.

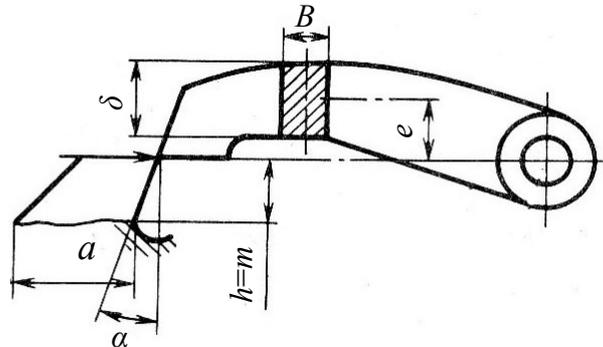


Рисунок 6.2 – Расчетное положение собачки храпового останова

Угол  $\alpha = 20^\circ$  профиля рабочей поверхности зуба храпового колеса обеспечивает вхождение собачки в зацепление с зубом даже тогда, когда собачка упирается рабочей кромкой в вершину зуба; этот случай и является расчетным (рисунок 6.2).

Линейную нагрузку на кромке зуба находят по формуле

$$q = F_0 / b \leq [q],$$

где  $b$  – ширина зуба;  $[q]$  – допускаемое линейное давление на кромке зуба;  $[q] = 30 \cdot 10^6$  Н/м для стали 35Л.

Напряжение в опасном сечении при изгибе зуба определяют по формуле

$$\sigma_{изг} = T_u / W = F_0 \cdot h / W \leq [\sigma_{изг}],$$

где  $W = B \cdot a^2 / 6$  – момент сопротивления опасного сечения (основание зуба), здесь  $B$  – толщина;  $a$  – длина основания;  $h$  – высота зуба;  $[\sigma_{изг}]$  – допускаемое напряжение на изгиб,  $[\sigma_{изг}] = 80$  МПа для стали 35Л;  $[\sigma_{изг}] = 120$  МПа для стали 45.

Защелка обычно выполнена изогнутой формы, поэтому она работает на сжатие и изгиб. Суммарное напряжение сжатия определяют по формуле

$$\sigma = \sigma_{сж} + \sigma_{изг} = F_0 / A + T_u / W \leq [\sigma_{изг}],$$

где  $A = B \cdot \delta$  – площадь сечения защелки (здесь  $B$  – толщина,  $\delta$  – высота);  $T_u = F_0 \cdot e$  – изгибающий момент ( $e$  – плечо действия силы  $F_0$ );  $W = B \cdot \delta^2 / 6$  – момент сопротивления сечения;  $[\sigma_{изг}]$  – допускаемое напряжение на изгиб.

Основным недостатком храповых остановов является нагружение вала усилием  $F_0$ .

Роликовый останов (рисунок 6.3) содержит втулку 2 с пазами, которая закреплена на затормаживаемом валу 7, и корпус в виде кольца 1, соединенного с неподвижным элементом 4 механизма. Между кольцом и пазами втулки расположены цилиндрические ролики 3.

При движении втулки против часовой стрелки ролики под действием сил трения перемещаются в широкую часть паза втулки с образованием зазора, вращение втулки относительно кольца становится возможным.

При движении втулки по часовой стрелке ролики перемещаются в узкую часть паза, заклиниваются и не допускают вращения втулки относительно кольца.

Быстрее заклинивание (затормаживание) происходит, если ролики поджимать штифтами 5 с пружинами 6.

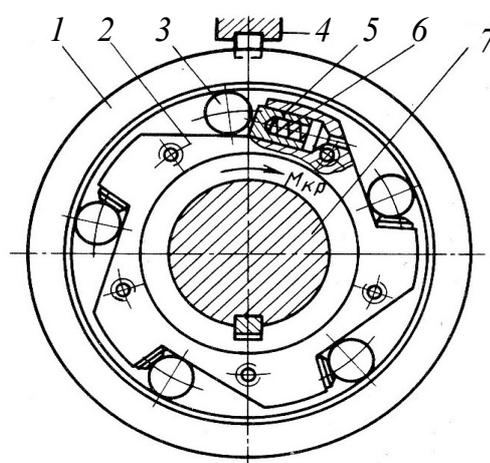


Рисунок 6.3 – Схема роликового останова

## 6.2. Ленточные тормоза

Тормозной момент в этих тормозах создается за счет трения гибкой ленты о тормозной шкив. Замыкание тормоза происходит за счет специального груза, а размыкание – с помощью электромагнита. В зависимости от схемы закрепления концов ленты различают простые, дифференциальные и суммирующие тормоза (рисунок 6.4). Нормально-замкнутый простой ленточный тормоз (рисунок 6.4, а) применяют обычно в механизмах при тормозном моменте, направленном в одну сторону.

Необходимая масса груза (кг)

$$T_m = (e^{f\alpha} - 1) \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{m_p g \cdot l_p + m_я g \cdot l_я + m_2 g \cdot l_2}{l_2} \cdot \eta,$$

где  $e$  – основание натуральных логарифмов;  $\alpha$  – угол обхвата шкива лентой, рад;  $f$  – коэффициент трения;  $D$  – диаметр тормозного шкива;  $m_p, m_я, m_2$  – масса рычага, якоря, груза соответственно;  $l_p, l_я, l_2, l_2$  – длины плеч.

Необходимый ход  $h$  рычага при отходе ленты от шкива на величину зазора  $\varepsilon$ ,  $h = \varepsilon \alpha l_p / l_2$ .

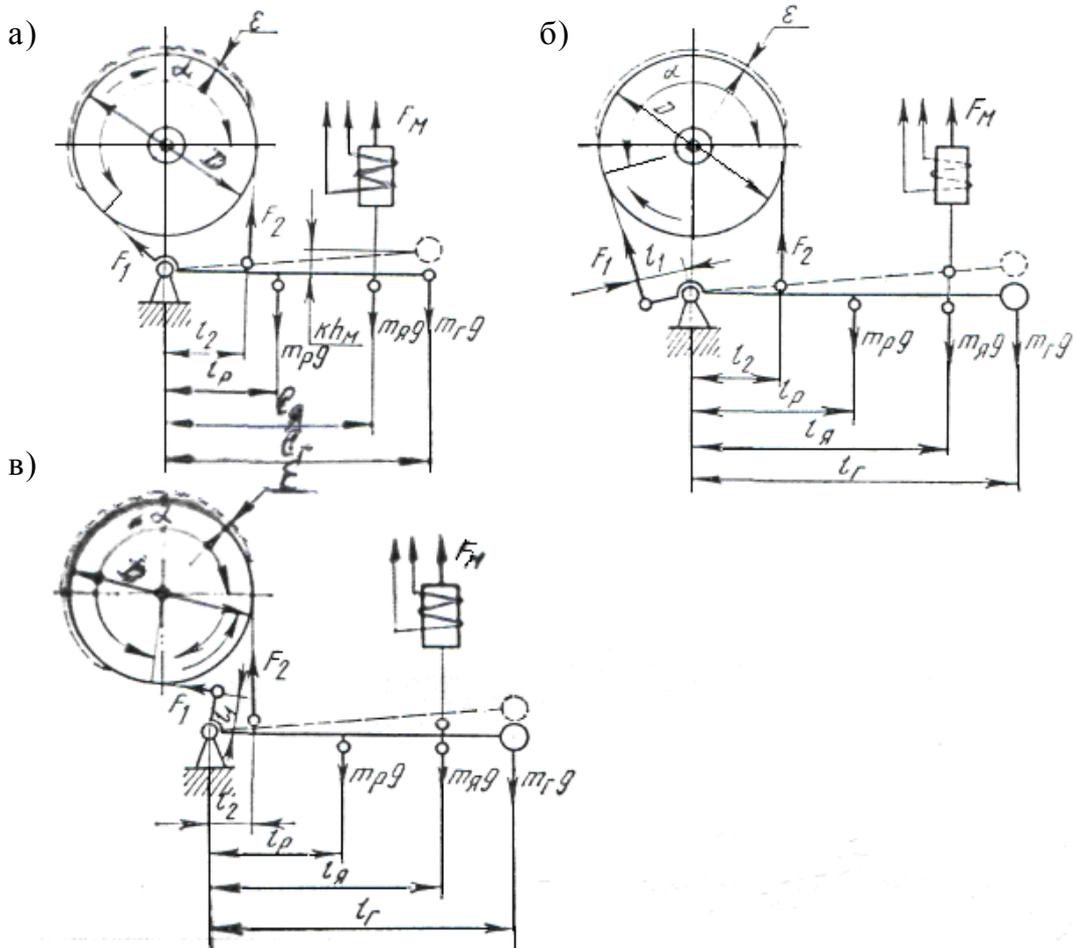


Рисунок 6.4 – Схемы ленточных тормозов

Подбором плеч  $l_1$  и  $l_2$  можно обеспечить требуемый тормозной момент при данной массе груза. Данное условие справедливо для дифференциального тормоза (рисунок 6.4, б).

Суммирующий ленточный тормоз (рисунок 6.4, в) обеспечивает постоянство тормозного момента независимо от направления вращения шкива и поэтому может быть использован в механизмах передвижения и поворота.

Для определения натяжения ленты в ленточных тормозах используются известные зависимости Эйлера.

Натяжение набегающей ветви

$$F_1 = \frac{2T_T}{D} \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1};$$

сбегающей ветви

$$F_1 = \frac{2T_T}{D} \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Давление (МПа) между лентой и шкивом непостоянно и изменяется от  $p_{\min}$  до  $p_{\max}$ , при этом

$$p_{\min} = \frac{2F_2}{BD}; \quad p_{\max} = \frac{2F_1}{BD},$$

где  $B$  – ширина ленты, м.

Должно соблюдаться условие  $p_{\max} \geq [p]$ , где  $[p]$  – допускаемое давление в ленточных тормозах.

### 6.3. Колодочные тормоза

Чаще применяют двухколодочные тормоза с шарнирно-закрепленными на рычагах колодками и с пружинным или грузовым замыканием. Для размыкания тормоза используются электромагниты (длинноходовые и короткоходовые), электрогидравлические и электромеханические толкатели.

На рисунке 6.5 представлена схема колодочного тормоза с короткоходовым электромагнитом. Основная пружина 1 используется для замыкания тормоза, а вспомогательная пружина 2 обеспечивает отход колодок от тормозного шкива. На каждый из рычагов действует результирующая сила  $F = F_0 - F_g$ , где  $F_0$  – усилие основной пружины, Н;  $F_g$  – усилие вспомогательной пружины (обычно принимается в пределах 20...60 Н). Требуемая результирующая сила при заданном тормозном моменте  $T_T$  и размерах тормоза определяется по формуле

$$F = \frac{T_T}{fD\eta} \cdot \frac{l_1}{l},$$

где  $f$  – коэффициент трения между колодкой и шкивом;  $\eta$  – КПД рычажной системы тормоза ( $\eta = 0,9 \dots 0,95$ );  $D$  – диаметр тормозного шкива, м;  $l$ ,  $l_1$  – длины плеч рычагов тормоза, м.

Требуемое усилие основной пружины  $F_0 = F + F_g$ .

Давление между шкивом и колодкой

$$p = \frac{T_T}{fDA} \leq [p],$$

где  $T_T$  – тормозной момент, развиваемый тормозом, Н·м;  $A$  – площадь рабочей поверхности одной тормозной колодки, м<sup>2</sup>,

$$A = \frac{\pi D \beta}{360} B,$$

где  $B$  – ширина колодки (принимается на 5...10 мм меньше ширины шкива), м;  $\beta$  – угол обхвата шкива одной колодкой:  $\beta = 60 \dots 110^\circ$ ;  $[p]$  – допускаемое давление, МПа.

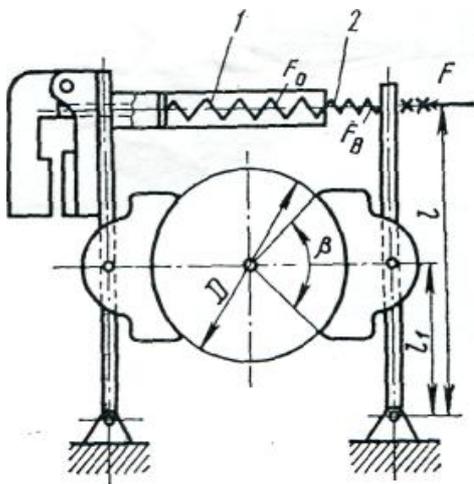


Рисунок 6.5 – Схема двухколодочного тормоза с пружинным замыканием и электромагнитом

На рисунке 6.6 показана схема тормоза с электрогидравлическим толкателем.

Усилие  $F_1$ , приложенное к рычагам, определяют по формуле

$$F_1 = \frac{T_T}{fD\eta_{ш}} \cdot \frac{l_1}{l},$$

где  $T_T$  – необходимый тормозной момент;  $f$  – коэффициент трения ( $f = 0,35$ );

$D$  – диаметр тормозного шкива;  $\eta_{ш} = 0,95$  – КПД шарниров;  $l$ ,  $l_1$  –

длины плеч рычагов.

Усилие  $F$  пружины определяют по формуле

$$F = F_1 l_2 / l_3,$$

где  $l_2$ ,  $l_3$  – длины плеч рычагов.



- крановых тележек (самоходная тележка);
- МП крановых тележек с гибкой тягой (буксируемая тележка).

Известны следующие типы МП (рисунок 7.1):

- центральный привод с тихоходным трансмиссионным валом (предпочтителен для самоходных тележек, допустим для кранов при пролете не более 6 м);

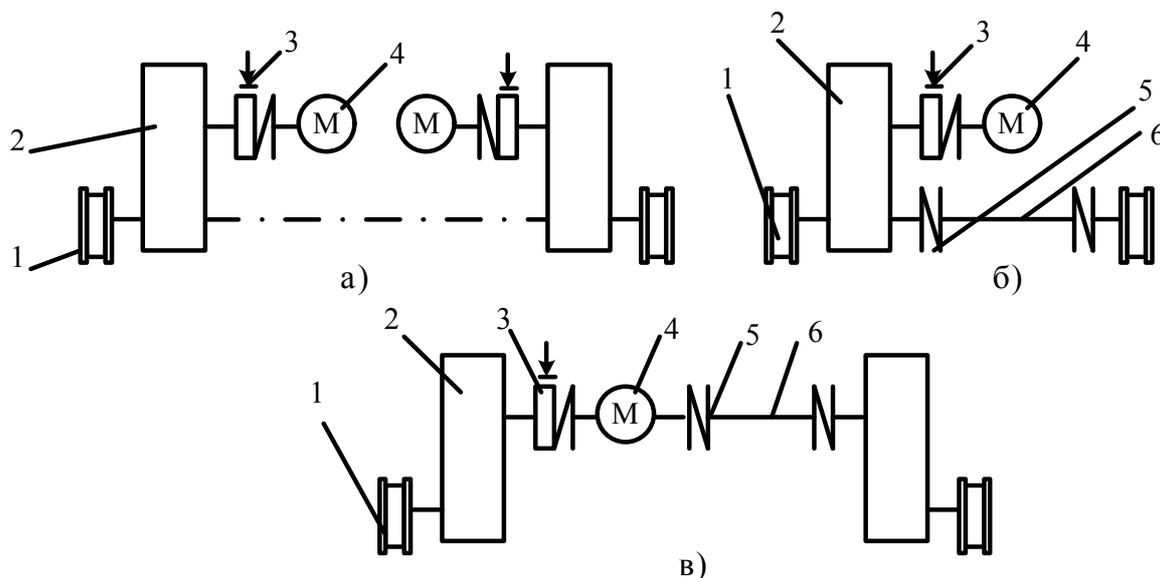


Рисунок 7.1 – Схемы механизмов передвижения:

- а – с раздельным приводом; б – с центральным приводом и тихоходным валом;
- в – с центральным приводом и быстроходным валом.

1 – ходовое колесо; 2 – редуктор; 3 – тормоз; 4 – электродвигатель;  
5 – муфта; 6 – вал

- центральный привод с быстроходным трансмиссионным валом;
- раздельный привод. Наиболее экономичный и целесообразный вариант для всех типов кранов при пролете более 6 м.

## 7.2. Ходовые колеса и направляющие (рельсы)

Опорными элементами кранов (тележек) служат ходовые колеса (катки). По форме поверхности катания различают колеса с цилиндрическим и коническим ободом (последние обладают свойством самоцентрирования). По наличию боковых фланцев: двухребордные (наиболее предпочтительные); одноребордные; безребордные. Последние используют в комплекте с боковыми роликами. Боковые фланцы (реборды) препятствуют сходу колес с рельсов.

Колеса изготавливают методом горячей штамповки (раскатки) из сталей с высокой стойкостью против истирания (например, сталь 65Г). Практикуют наплавку наружной поверхности обода твердыми сплавами (сормайт, ВЗК). Повышает долговечность колес смазка рельсового пути. Ходовые колеса, соединенные с приводом, называют приводными; прочие – холостыми. Колеса опираются на подшипниковые узлы, называемые буксами.

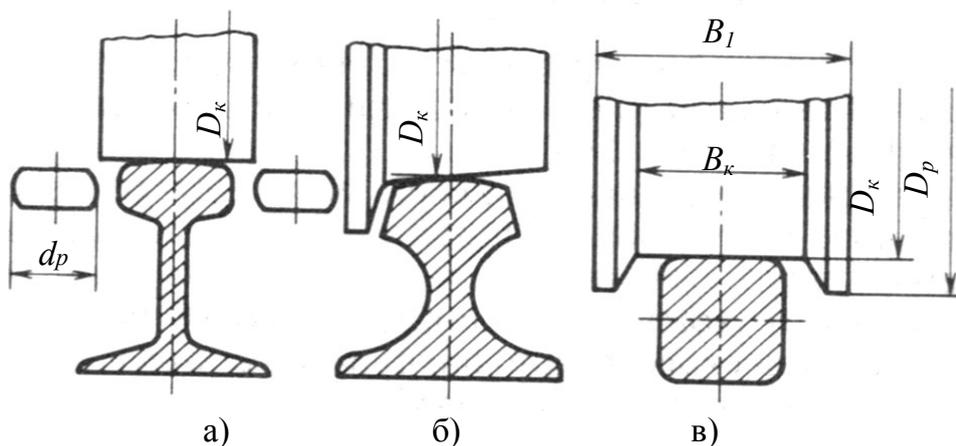


Рисунок 7.2 – Эскизы крановых колес: а – безребордные с боковыми роликами; б – одноробордные конические; в – двухребордные цилиндрические

В качестве крановых и тележечных рельсов используют железнодорожные рельсы с закругленной головкой широкой колеи типов Р43, Р50; узкой колеи типов Р24 и Р38; крановые рельсы типа КР; горячекатаный квадрат с закругленными кромками.

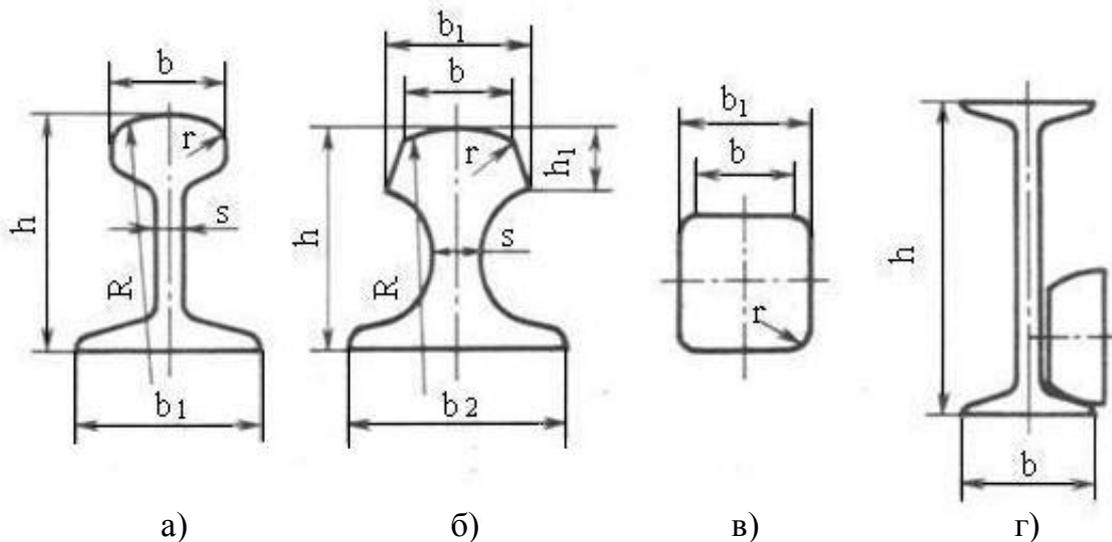


Рисунок 7.3 – Эскизы крановых рельсов: а – железнодорожный типа Р; б – крановый типа КР; в – катаный квадрат; г – двутавр

В качестве путей для подвесных кранов и талей используют двутавровые балки № 12...16 при грузоподъемности не более 2 т и пролетах до 6 м; при большей грузоподъемности – двутавровые балки № 24М...45М.

Крановый рельсовый путь попадает под действие Правил ПБ 10-382-00 Ростехнадзора.

### 7.3. Методика расчета механизма передвижения крана

**7.3.1. Анализ исходных данных ( $Q$ ,  $V_k$  ( $V_T$ ),  $L$ , группа режима)**

**7.3.2. Выбор и анализ прототипа**

**7.3.3. Составление расчетной схемы (на примере мостового крана)**

Составление расчетной схемы предполагает учет внешних сил с указанием координат точек их приложения.

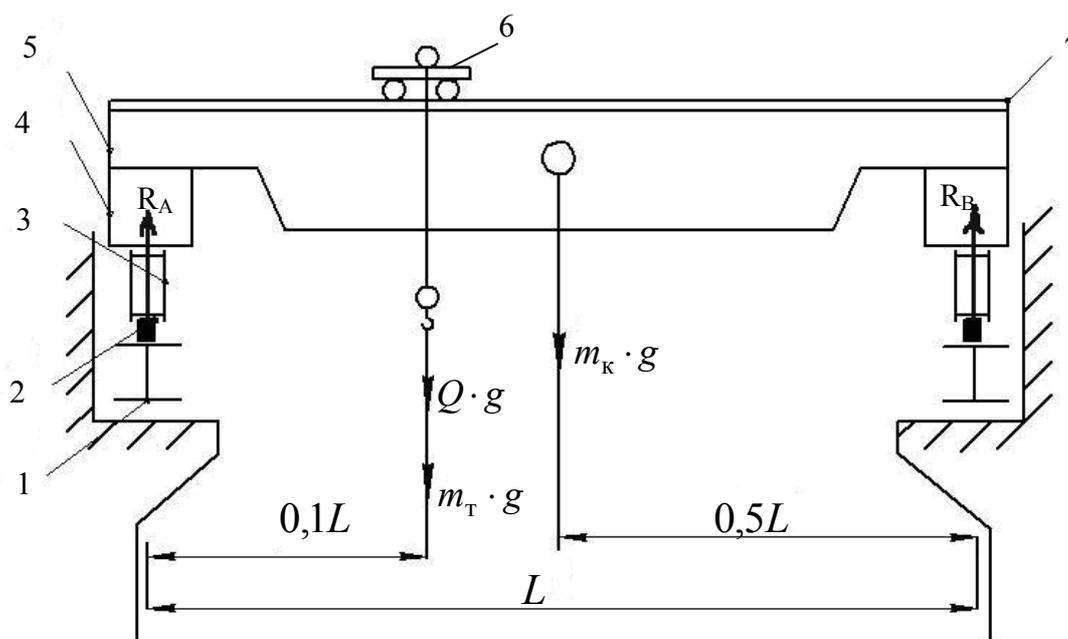


Рисунок 7.4 – Расчетная схема для выбора ходовых колес:

1 – подкрановая балка; 2 – рельс; 3 – ходовое колесо; 4 – концевая балка;  
5 – главная балка; 6 – тележка самоходная

**7.3.4. Определение опорных реакций**

Для данной схемы опора А будет наиболее нагруженной, а сила  $R_A$  реакции максимальной.

Из уравнения моментов относительно точки В:

$$R_A = 0,5m_k g + g(Q + m_T) \frac{L - 0,1L}{L},$$

где  $m_k$  – масса крана. Для мостового крана  $m_k$  (т)  $m_k \approx 0,96Q + 0,85L$ ,  
здесь  $Q$  (т);  $L$  (м);  $m_T$  – масса (т) тележки;  $m_T \approx 0,25Q$ .

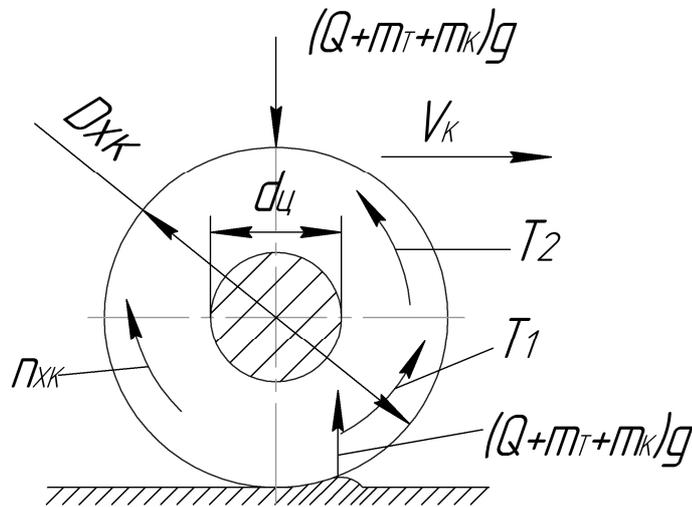


Рисунок 7.5 – Схема для определения сопротивления передвижению колеса

### 7.3.5. Определение силы $F_{xк}$ , действующей на ходовое колесо

$$F_{xк} = R_A / z_{xк},$$

где  $z_{xк}$  – количество ходовых колес в опоре.

### 7.3.6. Выбор ходового колеса

По комплексу

$\left. \begin{array}{l} F_{xк} \\ V_k (V_T) \\ \text{Группа} \\ \text{режима} \end{array} \right\}$	<p>Из справочника выбирают типоразмер ходового колеса с диаметром обода <math>D_{xк}</math></p>
--	---

### 7.3.7. Теория ходового колеса

Движению ходового колеса будет препятствовать суммарный момент  $T_{\Sigma}$  сопротивления (рисунок 7.5)

$$T_{\Sigma} = T_1 + T_2,$$

где  $T_1$  – момент сопротивления от сил трения в опоре ходового колеса;  $T_2$  – момент сопротивления на поверхности катания (ободе ходового колеса).

Моменты  $T_1$  и  $T_2$  определяют по формулам (7.1) и (7.2) соответственно:

$$T_1 = g(Q + m_k + m_T) f \frac{d_u}{2}; \quad (7.1)$$

$$T_2 = g(Q + m_k + m_T) \mu, \quad (7.2)$$

где  $f$  – коэффициент трения (для шарикоподшипника  $f=0,015$ ; для роликового –  $0,02$ );  $d_u$  – диаметр цапфы ( $d_u \approx 0,2D_{xk}$ );  $\mu$  – плечо реактивной силы ( $\bar{\mu} \approx 0,0004$  м).

После преобразований формул (7.1) и (7.2) получено выражение для определения силы  $F_T$  (сопротивление от сил трения – формула (7.3)).

### 7.3.8. Определение сил сопротивления

Двигатель механизма передвижения должен преодолеть суммарную силу  $F_\Sigma$  :

$$F_\Sigma = F_T + F_y + F_e,$$

где  $F_T$  – см. выше;  $F_y$  – сила сопротивления от уклона пути;  $F_e$  – сила сопротивления от ветровой нагрузки.

$$F_T = \kappa_p (m_k + Q) g \frac{fd_u + 2\mu}{D_{xk}}; \quad (7.3)$$

$$F_y = g(m_k + Q) \sin \alpha;$$

$$F_e = p(A_k + A_2),$$

где  $\kappa_p$  – коэффициент трения реборды ( $\kappa_p=1,1\dots2,5$  – возрастает с увеличением  $L$ );  $m_k$  – масса крана, включая массу тележки;  $\alpha$  – уклон пути (ввиду малой разницы между значениями  $\alpha$  и  $\sin \alpha$  принимают численное значение  $\alpha=0,001\dots0,005$  в зависимости от типа крана);  $p$  – давление ветра ( $p=150\dots250$  Па);  $A_k, A_2$  – площадь крана, груза соответственно ( $m^2$ ).

Площадь крана с решетчатой металлоконструкцией  $A_{кр} \approx 0,2Q$ ; с коробчатой  $A_{кк} \approx 0,5Q$  (здесь  $Q$ , т). Площадь тележки можно пренебречь.

Площадь  $A_2$  груза принимают по справочнику [5] в зависимости от  $Q$  (т). Для некоторых типов кранов (мостовые, консольные и др.) ветровая нагрузка может отсутствовать.

### 7.3.9. Определение мощности и выбор электродвигателя

Условие выбора

$$P_1 \geq P_c,$$

где  $P_1$  – мощность двигателя, кВт;  $P_c$  – статическая (расчетная) мощность двигателя.

$$P_c = \frac{F_{\Sigma} \cdot V_k}{10^3 \eta_0 z_{\delta}},$$

где  $V_k$  – скорость крана ( $V_T$  – скорость самоходной тележки), м/с;  $\eta_0$  – общий КПД механизма ( $\eta_0 = 0,85$ );  $z_{\delta}$  – количество двигателей.

### 7.3.10. Проверка двигателя МП по сцепной мощности

$$P_c = \frac{\varphi \cdot (z_{np}/z) \cdot m_k g \cdot V_k}{10^3 \eta_0} \geq 0,5P_1,$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами: при работе в помещении  $\varphi = 0,2$ ; при работе на открытых площадках  $\varphi = 0,12$ ;  $z_{np}$  – количество приводных колес;  $z$  – общее количество ходовых колес в кране. Двигатель выбирают по большей из этих мощностей.

### 7.3.11. Проверка двигателя по пусковому моменту

Условие проверки

$$T_{пуск}^{\delta} \geq T_{пуск}^{мех},$$

где  $T_{пуск}^{\delta}$  – пусковой момент двигателя, Н·м (с учетом  $z_{\delta}$ );  $T_{пуск}^{мех}$  – пусковой момент механизма, Н·м.

$$T_{пуск}^{мех} = T_c + T_{ув} + T_{ун},$$

где  $T_c$  – статический момент, Н·м;  $T_{ув}$  – инерционный момент вращающихся масс (условно приведен к валу электродвигателя), Н·м;  $T_{ун}$  – инерционный момент от поступательно движущихся масс, Н·м.

Указанные моменты определяют по формулам

$$T_c = \frac{F_{\Sigma} \cdot D_{хк}}{2U_p^o \eta_0};$$

$$T_{ув} = 1,2 \frac{I_1 n_1}{9,55 \tau_n};$$

$$T_{ун} = \frac{9,55(m_k + Q)V_k^2}{n_1 \tau_n \eta_0},$$

где  $U_p^o$  – ориентировочное передаточное число редуктора;  $\tau_n$  – время пуска, с,  $\tau_n = V_k / [a]$  (здесь  $[a]$  – допускаемое ускорение, в среднем  $[a] = 0,05 \text{ м/с}^2$ ).

$$U_p = n_1 / n_{хк},$$

где  $n_{хк}$  – частота вращения ходового колеса,  $\text{мин}^{-1}$ :

$$n_{хк} = \frac{60V_k}{\pi D_{хк}}.$$

В некоторых случаях возникает необходимость установки между редуктором и ходовым колесом дополнительной зубчатой пары. Тогда

$$U_{мех} = U_p \cdot U_{зп},$$

где  $U_{зп}$  – передаточное число зубчатой пары (рисунок 7.6).

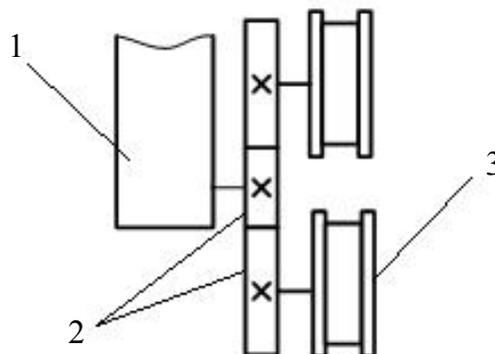


Рисунок 7.6 – Схема к расчету:  
1 – редуктор; 2 – зубчатая пара;  
3 – приводное колесо

### 7.3.12. Проверка двигателя по коэффициенту запаса сцепления

Должно соблюдаться условие

$$k_{\varphi} \geq 1,2,$$

где  $k_{\varphi}$  – коэффициент запаса сцепления при работе крана без груза.

При соблюдении этого условия исключено буксование ходовых колес.

$$k_{\varphi} = \frac{F_{np} \cdot \varphi}{F'_{\Sigma} + m_{\kappa} g \left( \frac{[a]}{g} - \frac{z_{np}}{z} \cdot f \cdot \frac{d_u}{D_{\text{хк}}} \right)},$$

где  $F_{np}$  – сила, действующая на приводные ходовые колеса;  $F'_{\Sigma}$  – суммарная сила сопротивления передвижению крана при  $Q = 0$ .

$$F'_{\Sigma} = F'_T + F'_y + F'_e,$$

где  $F'_T = gm_{\kappa} \frac{(fd + 2\mu)}{D_{\text{хк}}}$ ;

$$F'_y = gm_{\kappa} \alpha;$$

$$F'_e = p \cdot A_{\kappa}.$$

При несоблюдении условия  $k_{\varphi} \geq 1,2$  необходимо увеличить количество приводных ходовых колес.

### 7.3.13. Выбор редуктора

Редуктор выбирают по мощности  $P_p$  (или крутящему моменту  $T_{\sigma}$  на тихоходном валу редуктора) с учетом условий работы и передаточному числу  $U_p^o$  редуктора.

Расчетную мощность  $P_p$  редуктора на быстроходном валу определяют по формуле

$$P_p = P_1 \cdot K,$$

где  $P_1$  – мощность электродвигателя, кВт;  $K$  – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора,  $K = 1,2$ . Используют редукторы типа ВК – вертикальный крановый.

### 7.3.14. Выбор муфты

Муфту выбирают по расчетному крутящему моменту  $T_m$ , Н·м,

$$T_m = T_c \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3,$$

где  $T_c$  – статический момент;  $K_1$  – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма ( $K = 1,2$ );  $K_2$  – коэффициент, учитывающий группу режима (см. таблицу 5.2);  $K_3$  – коэффициент для зубчатых муфт ( $K_3 = 1,5$ ).

### 7.3.15. Выбор тормоза

Необходимо обеспечить соблюдение условия

$$T_T \geq T_T^{mex},$$

где  $T_T$  – тормозной момент тормоза;  $T_T^{mex}$  – расчетный тормозной момент механизма.

Опасным расчетным случаем является торможение порожнего ( $Q = 0$ ) крана (тележки). Торможение (замедление) крана (тележки) должно происходить без юза ходовых колес:

$$T_T^{mex} = T'_{un} + T'_{ue} + T'_y + T'_e - T'_T,$$

где указанные моменты определяют при  $Q = 0$ . Общий КПД из знаменателя переносят в числитель. Время торможения  $\tau_T = \tau_n$ .

$$T'_{un} = \frac{9,55 m_k V_k^2 \eta_0}{n_1 \tau_T};$$

$$T'_y = \frac{F'_y \cdot D_{xk} \eta_0}{2 U_p};$$

$$T'_e = \frac{F'_e \cdot D_{xk} \cdot \eta_0}{2 U_p};$$

$$T'_T = \frac{F'_T \cdot D_{xk} \cdot \eta_0}{2 U_p}.$$

Значение момента  $T'_{ue}$  остается неизменным. В необходимых случаях передаточное число  $U_p$  редуктора заменить на передаточное число механизма  $U_{mex}$ . По моменту  $T_T$  выбирают типоразмер тормоза при  $K_{zm} = 1,0 \dots 1,2$ . В механизмах передвижения допускается

устанавливать управляемые тормоза. По аналогичной методике рассчитывают механизм передвижения самоходной тележки.

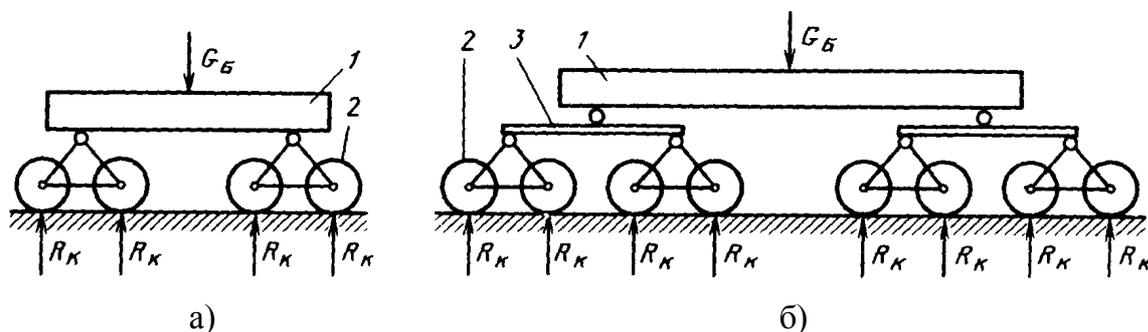


Рисунок 7.7 – Схемы установки колес:

а – в балансирных тележках;

б – в балансирных тележках с балансирными балками

Грузоподъемность кранов может составлять 320 т при массе крана порядка 100 т и более. В этом случае с целью уменьшения нагрузки на колеса мост крана должен опираться на восемь колес при грузоподъемности крана 80 и 125 т и на шестнадцать колес при большей грузоподъемности. Колеса попарно объединены в балансирные тележки 2, которые при наличии восьми колес (с обеих сторон крана) шарнирно закреплены на концевых балках 1 моста (рисунок 7.7, а), а при наличии шестнадцати колес – с помощью балансирных балок 3 (рисунок 7.7, б).

Вследствие возможного поворота в шарнирах обеспечен контакт колес с рельсами, имеющими отклонения в вертикальной плоскости, а следовательно, и одинаковые нагрузки  $F_K = R_K$  на колеса балансирных тележек. Механизм передвижения выполнен с отдельным приводом: при восьми колесах – приводными являются два колеса, при шестнадцати колесах – четыре.

## 8. МЕХАНИЗМ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ТЕЛЕЖКИ С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ

Второе наименование этого механизма – механизм изменения вылета (рисунок 8.1). Используют его в башенных и консольных кранах. Расчету механизма необходимо предпослать анализ исходных данных ( $Q$ ,  $V_T$ ,  $L$ , группа режима); выбор и анализ прототипа.

## 8.1. Выбор ходового колеса

Определение силы  $F_{\text{хк}}$  и выбор типоразмера ходового колеса подобен механизму передвижения крана. Достоинством механизма передвижения с канатной тягой является малая собственная масса тележки  $m_T \approx 0,1Q$ . Тогда

$$F_{\text{хк}} = \frac{1,1Qg}{z_{\text{хк}}} = 1,1Qg/4,$$

где  $z_{\text{хк}}$  – количество ходовых колес. По комплексу

$F_{\text{хк}}$   
 $V_{\text{к}} (V_T)$   
 Группа  
 режима

→ Выбирают ходовое колесо с определенным  $D_{\text{хк}}$

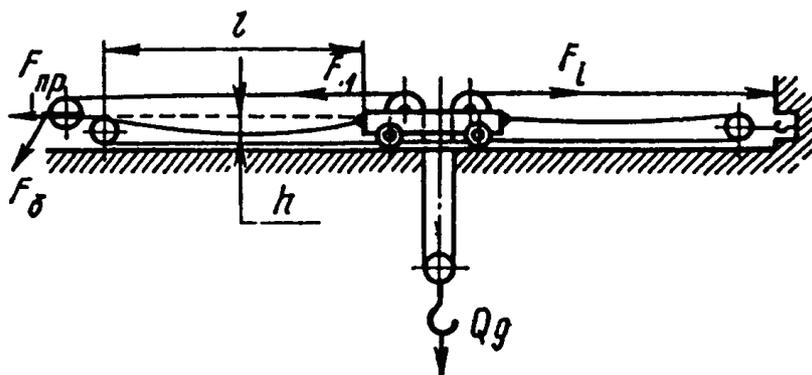


Рисунок 8.1 – Схема механизма передвижения тележки

## 8.2. Определение суммарной силы $F_1$ сопротивления передвижению тележки

$$F_1 = F_T + F_y + F_v + \Delta F_{\bar{\sigma}} + F_k,$$

где  $F_T, F_y, F_v$  – силы сопротивления от трения, уклона и ветровой нагрузки соответственно;  $\Delta F_{\bar{\sigma}}$  – составляющая от силы натяжения грузового каната (реактивная сила);  $F_k$  – сила от провисания тягового каната. С учетом  $m_T = 1,1Q$ .

$$F_T = 1,1Qg \frac{fd_y + 2\mu}{D_{\text{хк}}};$$

$$F_y = 1,1Qg\alpha;$$

$$F_{\sigma} = pA_{\sigma};$$

$$\Delta F_{\sigma} = F_{\sigma}(1 - \eta_n);$$

$$F_{\kappa} = qg \frac{\ell^2}{8h},$$

где  $\alpha$  – уклон пути,  $\alpha = 0,05 \dots 0,1$ ;  $F_{\sigma}$  – сила натяжения грузового каната;  $\eta_n$  – КПД грузового полиспаста;  $q$  – погонная масса тягового каната ( $q \approx 0,5q_2$ , где  $q_2$  – погонная масса грузового каната);  $\ell$  – длина холостой ветви тягового каната ( $\ell \approx 0,9L$ , где  $L$  – вылет);  $h$  – провисание (стрела прогиба) тягового каната ( $h \approx 0,03l$ ).

### 8.3. Определение силы $F_{np}$ тяги (тягового усилия)

$$F_{np} = F_1 / \eta_{\sigma}^2,$$

где  $\eta_{\sigma}$  – КПД барабана и обводного блока ( $\eta_{\sigma} = 0,98$ ).

### 8.4. Выбор типоразмера тягового каната ( $d_{\kappa m}$ )

$$F_{разр} \geq F_{np} \cdot z_p,$$

где  $z_p$  – коэффициент использования каната, зависит от группы режима.

### 8.5. Определение расчетного диаметра барабана

$$D_{\sigma} \geq d_{\kappa m} \cdot h_{\kappa},$$

где  $h_{\kappa}$  – коэффициент выбора диаметра, зависит от группы режима. Диаметр обводного блока допускается принимать равным  $D_{\sigma}$ .

### 8.6. Определение мощности и выбор электродвигателя

Условие выбора

$$P_1 \geq P_{cm},$$

где  $P_1$  – мощность электродвигателя;  $P_{cm}$  – расчетная мощность.

$$P_{cm} = T_c / 9,55\eta_0,$$

где  $T_c$  – статический момент ( $\eta_0 = 0,85$ ).

$$T_c = \frac{T_{\sigma T}}{U_{pT}},$$

где  $T_{\delta T}$  – крутящий момент на валу барабана.

$$T_{\delta T} = F_{np} \cdot D_{\delta} / 2,$$

где  $U_{pT}$  – передаточное число редуктора,  $U_{pT} = \frac{n_1}{n_{\delta T}}$ . Здесь частота

вращения барабана  $n_{\delta T} = \frac{60V_T}{\pi D_{\delta}}$ . Частоту вращения  $n_1$  двигателя принимают равной  $1000 \text{ мин}^{-1}$ .

Проверку двигателя не производят.

### 8.7. Выбор стандартных элементов

Редуктор и муфту выбирают по указанным выше методикам.

### 8.8. Выбор типоразмера тормоза

Условие выбора:

$$T_T \geq T_{расч}^T \cdot K_{зТ},$$

где  $T_T$  – тормозной момент тормоза;  $T_{расч}^T$  – расчетный тормозной момент;  $K_{зТ}$  – коэффициент запаса торможения ( $K_{зТ} = 1,2$ ).

$$T_{расч}^T = \frac{F_1^T \cdot D_{\delta} \cdot \eta_0}{2U_p},$$

где  $F_1^T = F_y + F_v + \Delta F_{\delta} + F_k - F_T$ .

## 9. МЕХАНИЗМ ПОВОРОТА (ВРАЩЕНИЯ) КРАНА

Механизм вращения поворотной части крана (рисунок 9.1) состоит из двух взаимосвязанных устройств – собственно механизма вращения и опорно-поворотного устройства, с которым механизм взаимодействует. Механизм поворота (рисунок 9.1) содержит двигатель 4, тормозное устройство 3, редуктор 2 с шестерней 1, которая входит в зацепление с зубчатым колесом (венцом) 5 опорно-поворотного устройства 6, в качестве которого применяют шариковые, роликовые подшипники и круги.

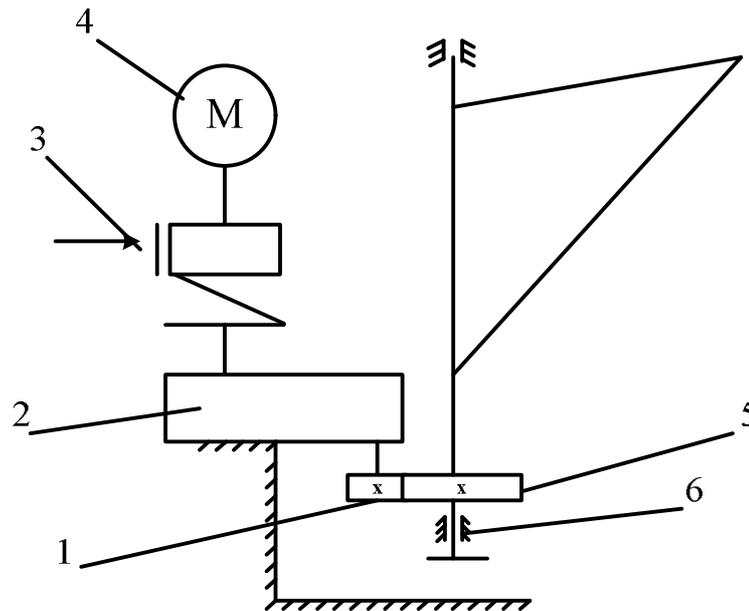


Рисунок 9.1 – Кинематическая схема механизма поворота

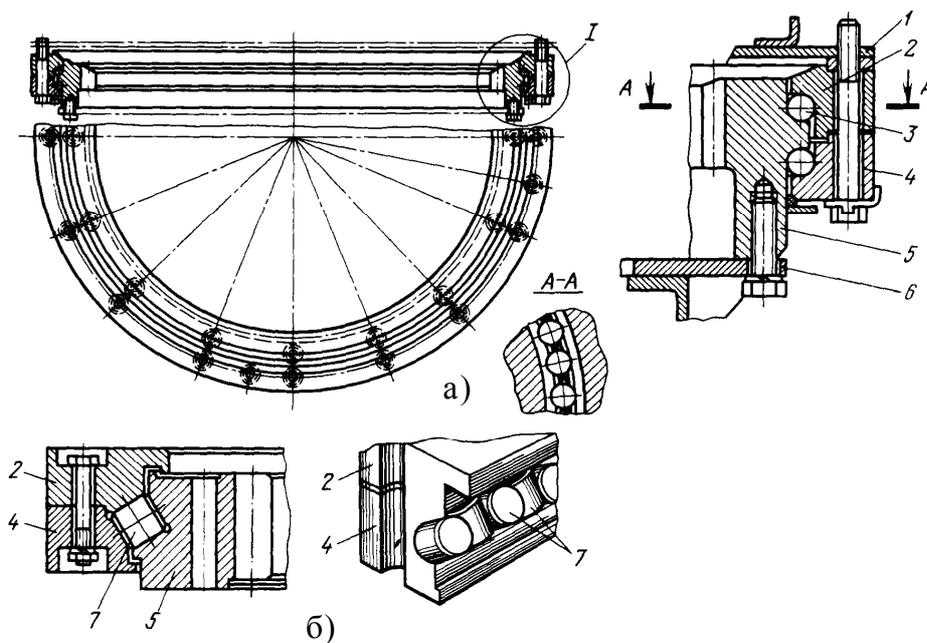


Рисунок 9.2 – Опорно-поворотные устройства:  
а – шариковые; б – роликовые

Опорно-поворотное устройство (ОПУ) в современных конструкциях башенных и самоходных стреловых кранов выполняют в виде подшипника (круга) большого диаметра (1...3 м) с телами качения (шариками или роликами), однорядного или двухрядного (рисунок 9.2). Одно из колец 2 или 4 опорно-поворотного устройства (внутреннее или наружное) крепится на неповоротной раме крана,

второе – на поворотной. Закрепленное кольцо 5 выполняют в виде зубчатого венца – наружного или внутреннего зацепления, с которым взаимодействует шестерня механизма вращения, закрепленного на поворотной части крана. При вращении шестерня обкатывается по зубчатому венцу, что приводит к вращению всей поворотной части вокруг оси вращения. Тела качения могут быть шариковые 3 или роликовые 7. Круг в целом закрыт крышками 1 и 6.

Кроме указанного опорно-поворотного устройства используют в кранах в качестве ОПУ комбинации из подшипниковых различного типа.

### 9.1. Кран на неподвижной колонне

Опорно-поворотные устройства кранов на неподвижной колонне состоят из верхней опоры с упорным и радиальным подшипниками и нижней опоры в виде радиального подшипника, укрепленных на поворотной и неповоротной частях (рисунок 9.3).

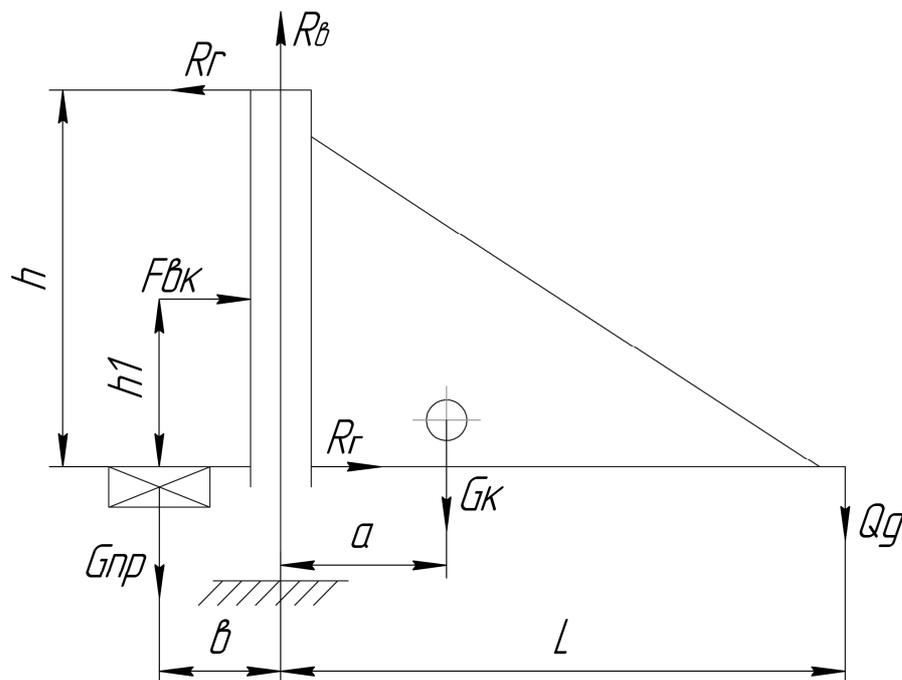


Рисунок 9.3 – Расчетная схема крана на неподвижной колонне

#### 9.1.1. Определение опорных реакций

Вертикальная реакция  $R_b$ :

$$R_b = Qg + m_{nc} \cdot g + m_{np}g,$$

где  $m_{нч}$  – масса поворотной части крана;  $m_{пр}$  – масса противовеса. Массы  $m_{нч}$  и  $m_{пр}$  определяют по эмпирическим формулам.

Горизонтальная реакция  $R_2$ :

$$R_2 = \frac{QgL + m_{нч}g \cdot a + F_{ск} \cdot h_1 - m_{пр}g \cdot b}{h},$$

где  $a \cong 0,2L$ ;  $b \approx 0,15L$ ;  $h_1 \approx 0,3h$ ;  $h = 2,0...2,25$  м.

### **9.1.2. Выбор типоразмера подшипников**

При  $n_c \geq 1$  мин<sup>-1</sup> подшипники ОПУ выбирают по коэффициенту  $C$  динамической работоспособности (в противном случае – по статической грузоподъемности). Коэффициент  $C$ :

$$C = F_{пр} (60n_c \cdot L_h / 10^6)^{1/1},$$

где  $F_{пр}$  – приведенная нагрузка на подшипник;  $L_h$  – срок службы,  $L_h = 6300$  ч;  $F_{пр} = R \cdot K$ , где  $R$  – вертикальная или горизонтальная реакция;  $K$  – коэффициент,  $K = 1,2$ .

### **9.1.3. Определение суммарного момента $T_\Sigma$ сопротивления повороту крана**

Момент сопротивления вращению поворотной части крана относительно оси колонны определяют по формуле

$$T_\Sigma = T_2^н + T_2^в + T_6^в,$$

где  $T_2^н$  – момент сопротивления вращению относительно оси колонны в нижней опоре;  $T_2^в$  – момент сопротивления вращению относительно оси колонны в верхней опоре;  $T_6^в$  – момент сопротивления вращению относительно оси колонны в верхней опоре.

Момент сопротивления вращению относительно оси колонны в нижней опоре и момент сопротивления вращению относительно оси колонны в верхней опоре определяют по формуле

$$T_2^н = T_2^в = R_2 \cdot f \frac{d_2}{2},$$

где  $d_2$  – диаметр цапфы (внутренний диаметр радиального подшипника);  $f$  – коэффициент трения,  $f = 0,015...0,02$ .

Момент сопротивления вращению относительно оси колонны в верхней опоре находят по формуле

$$T_2^e = R_e \cdot f \frac{d_1}{2},$$

где  $d_1$  – диаметр цапфы (внутренний диаметр упорного подшипника); момент  $T_2^H$  можно принять равным  $T_2^e$ .

Момент  $T_c$  статического сопротивления на валу двигателя для механизма поворота крана определяют по формуле

$$T_c = T_\Sigma \frac{1}{U_m \cdot \eta_0},$$

где  $\eta_0$  – КПД механизма поворота крана,  $\eta_0 = 0,85$ ;  $U_m$  – общее передаточное число механизма поворота крана. Его вычисляют по формуле

$$U_m = U_p \cdot U_{zn},$$

где  $U_p$  – передаточное число редуктора;  $U_{zn}$  – передаточное число зубчатой пары,  $U_{zn} = 10 \dots 50$ .

#### **9.1.4. Определение мощности и выбор электродвигателя**

Мощность двигателя (кВт), необходимую для привода механизма поворота крана, принимают по условию

$$P_1 \geq P_{расч},$$

где  $P_1$  – мощность выбранного электродвигателя, кВт;  $P_{расч}$  – расчетная мощность.

Расчетную мощность электродвигателя определяют по формуле

$$P_{расч} = \frac{T_c}{9,55}.$$

Данная формула справедлива при  $n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ;  $U_m = 1000$ .

#### **9.1.5. Проверка двигателя по пусковому моменту**

Условие проверки

$$T_{пуск}^{дв} \geq T_{пуск}^{мех},$$

где  $T_{пуск}^{дв}$  – пусковой момент выбранного электродвигателя;  $T_{пуск}^{мех}$  – пусковой момент механизма, который определяют по формуле

$$T_{\text{пуск}}^{\text{мех}} = T_c + T_{\text{ув}} + T_Q + T_k + T_{\text{в}},$$

где  $T_c$  – статический момент, Н·м;  $T_{\text{ув}}$  – момент инерционный от вращающихся масс привода, Н·м;  $T_Q$  – момент инерционный от массы  $Q$  груза, вращающегося на вылете  $L$ ;  $T_k$  – момент инерционный от суммарного момента  $\sum I_i$  инерции металлоконструкции крана;  $T_{\text{в}}$  – момент от ветровой нагрузки.

$$T_{\text{ув}} = 1,2 \frac{J_1 n_1}{9,55 \cdot \tau_n};$$

$$T_Q = \frac{QL^2 n_1}{9,55 \cdot \tau_n U_m^2 \eta_0};$$

$$T_k = \frac{n_1 \sum J_i}{9,55 \cdot \tau_n U_m^2 \eta_0};$$

$$T_{\text{в}} = p A_2 \cdot L / U_m;$$

$$p = 150 \text{ Па},$$

где  $\tau_n$  – время пуска (см. далее).

### **9.1.6. Выбор редуктора**

Редуктор выбирают по мощности  $P_p$  (или крутящему моменту  $T_{\text{б}}$  на тихоходном валу редуктора) с учетом условий работы и передаточному числу  $U_p$  редуктора.

Расчетную мощность редуктора на быстроходном валу определяют по формуле

$$P_p = P_1 \cdot K,$$

где  $P_1$  – мощность на валу электродвигателя, кВт;  $K$  – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора,  $K = 1,4$ .

### **9.1.7. Выбор муфты**

Выбор муфты производить по указанной ранее методике.

### **9.1.8. Выбор тормоза**

Выбор тормоза с тормозным моментом  $T_T$  производят по условию

$$T_T \geq T_{\text{расч}}.$$

Расчетный тормозной момент (Н·м) механизма поворота крана определяют по формуле

$$T_{расч} = (T_{ув} + T'_Q + T'_K + T_в - T_c)k_{зм},$$

где  $k_{зм}$  – коэффициент запаса торможения,  $k_{зм} = 1,2$ .

Моменты  $T'_Q$  и  $T'_K$  определяют по соответствующим формулам с переносом общего КПД  $\eta_0$  из знаменателя в числитель. Время пуска  $\tau_n$  и торможения  $\tau_T$  равны

$$\tau_n = \tau_T;$$

$$\tau_n(\tau_T) = \frac{60\beta}{\pi \cdot n_1},$$

где  $\beta$  – угол разгона (торможения).

Группа режима	М5	М6	М7	М8
$\beta$	$\pi/12$	$\pi/9$	$\pi/6$	$\pi/6$

### 9.1.9. Выбор ОПУ в виде стандартного «круга»

Схема механизма поворота представлена на рисунке 9.4.

а) определение грузового момента  $T_Q = QgL$ , МН·м;

б) определение вертикальной силы  $F_V$ , МН.

$$F_V = g(Q + m_{mn}),$$

где  $m_{mn}$  – масса поворотной платформы, включая массы башни, стрелы, противовеса (балласта) – справочно.

Определение момента  $T_в$  от ветровой нагрузки

$$T_в = pA_k \cdot h_1 + pA_z(H - h_2),$$

где  $p$  – давление ветра,  $p=150$  Па;  $A_k, A_z$  – площади крана и груза соответственно, м<sup>2</sup>;  $H$  – высота подъема груза, м;  $h_1$  – расстояние, м ( $h_1 \approx 0,25H$ );  $h_2$  – расстояние от уровня стоянки, м.

в) определение суммарного момента  $T_\Sigma = T_Q + T_в$ . По сочетанию момента  $T_\Sigma$  и силы  $F_V$  по существующим номограммам выбирают круг, например круг №5;

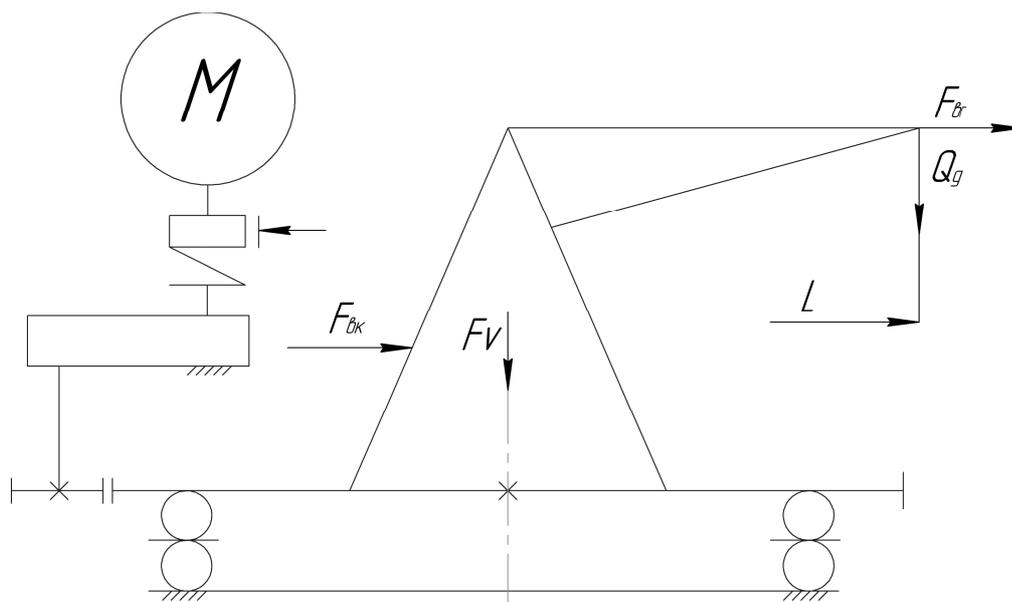


Рисунок 9.4 – Схема механизма поворота

г) определение момента  $T_K$  относительно оси круга

$$T_K = 0,5 f D_k \cdot F_V / \cos \gamma ,$$

где  $D_k$  – диаметр делительной окружности зубчатого венца;  $\gamma$  – угол распределения нагрузки на тела качения,  $\gamma = 45^0$  ;

д) определение статического момента  $T_c$  и выбор двигателя по ранее изложенной методике.

## 10. МЕХАНИЗМ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА (СТРЕЛОПОДЪЕМНЫЙ)

Изменение вылета стреловых кранов осуществляют изменением угла наклона стрелы к горизонтальной плоскости (механизм с качающейся стрелой).

На расчетной схеме (рисунок 10.1) указывают внешние силы:  $Qg$  – силу тяжести груза;  $G_c$  – силу тяжести стрелы;  $F_{вс}$  – силу ветрового давления на стрелу;  $F_{\sigma}$  – силу натяжения каната механизма подъема груза;  $F$  – силу натяжения каната стрелоподъемного механизма;  $F_{в2}$  – силу ветрового давления на груз, а также координаты точек их приложения. Расчет целесообразно выполнять графоаналитическим методом. Основная цель расчета – определение силы  $F$ . Определение  $F$  выполняют для двух положений стрелы: 1)

угол  $\alpha = 70^0$ ; 2)  $\alpha_1 = 5^0$ . По наибольшему значению силы  $F$  выполняют дальнейшие расчеты.

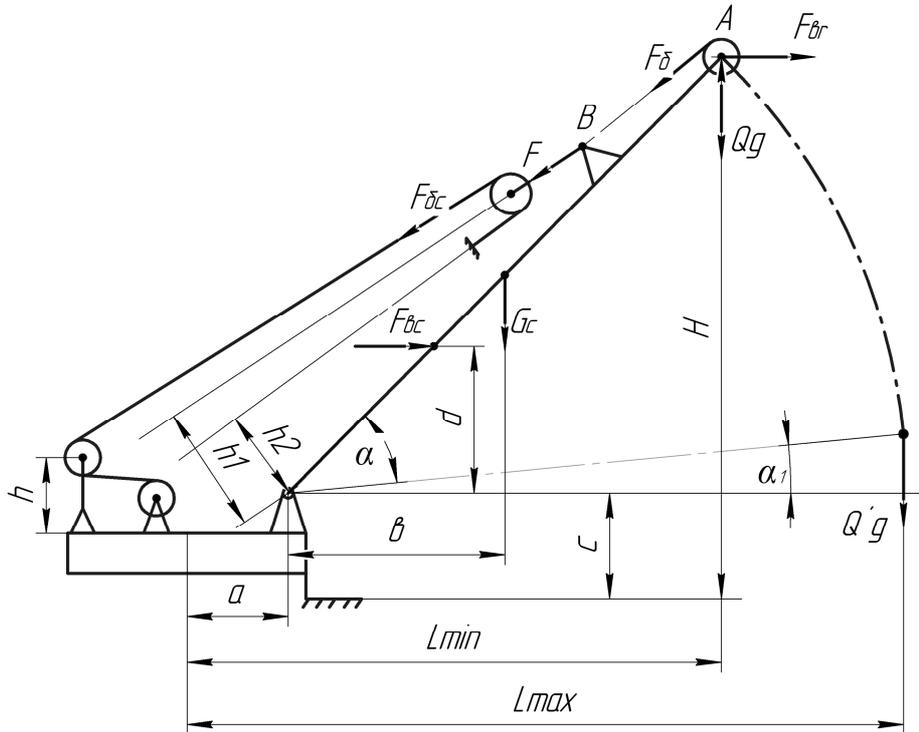


Рисунок 10.1 – Схема стрелоподъемного механизма

### 10.1. Определение размеров

С учетом заданных значений  $L$  и  $H$  (допускается их уточнение) определяют длину  $l_c$  стрелы (расстояние между точками  $O$  и  $A$ ), т.е.  $l_c = (H - c) / \sin 70^0$ , где  $c \approx (1,0 \dots 1,5)$  м;  $a = (0,75 \dots 1,5)$  м;  $d = 0,35 l_c$ ;  $b = 0,5 l_c \sin 70^0$ .  $A$  – точка крепления грузового каната;  $B$  – точка крепления стрелоподъемного каната, при этом  $OB \cong 0,85 l_c$ . Размер  $h$  – высота стойки с обводным блоком  $h \cong (1,5 \dots 2,2)$  м. Для башенного крана  $h = (4 \dots 6)$  м. Углы между стрелой и направлениями действия сил  $F_\delta$  и  $F$  составляют  $(2,5 \dots 3)^0$  для каждой из сил. Длины плеч  $h_1$  и  $h_2$  (перпендикуляры из точки  $O$  к линиям действия сил  $F_\delta$  и  $F$  определяют из графических построений).

## 10.2. Определение внешних сил

– силы тяжести:  $G_2 = Qg$ ;  $G_c = m_c g$ ,

где  $m_c$  – масса стрелы,  $m_c = \ell_c q_c$ ;  $q_c$  – погонная масса стрелы, кг/м.

Для решетчатых стрел  $q_c = (100 \dots 200)$  кг/м; для коробчатых – (200...400) кг/м. Большие значения  $q_c$  должны соответствовать большим длинам стрел. Силы давления ветра:

на стрелу  $F_{вс} = A_c p$ ;

на груз  $F_{вг} = A_2 p$ ,

где  $A_c$  – площадь (м<sup>2</sup>) решетчатой стрелы  $A_c \approx 0,2Q$ ; коробчатой  $A_c \approx 0,3Q$ ;  $A_2$  – площадь груза [5];  $p$  – динамическое давление ветра,  $p = 150$  Па.

## 10.3. Определение грузового момента $T_Q$

Полагая заданное значение  $Q$  номинальной грузоподъемностью крана, можно записать

$$T_Q = Qg L_{\min},$$

где  $L_{\min}$  – заданное значение вылета  $L$  ( $L_{\min} > 5 \dots 7$  м).

Считая  $T_Q = \text{const}$ , можно определить  $Q'$  – минимальную грузоподъемность

$$Q' = T_Q / L_{\max} g,$$

где  $L_{\max} \cong (\ell_c + a)$ .

Значение  $Q'$  используют при определении  $F$  при  $\alpha_1 \cong 5^\circ$ .

## 10.4. Определение силы $F$ натяжения каната стрелоподъемного механизма

Искомую силу  $F$  можно определить из уравнения равновесия в форме уравнения моментов относительно пяты (шарнира) стрелы – точки  $O$ .

$$\sum T_0 = 0;$$

$$F h_1 = G_2 (L_{\min} - a) + F_{вг} \cdot (H - C) + F_{вс} \cdot d + G_c \cdot b - F_6 \cdot h_2.$$

$$\text{Откуда } F = \frac{G_z(L_{\min} - a) + F_{\delta z} \cdot (H - C) + F_{\delta c} \cdot d + G_c \cdot b - F_{\delta} \cdot h_2}{h_1 \eta_{ш}},$$

где  $\eta_{ш}$  – КПД шарнира ( $\eta_{ш} \approx 0,95$ ).

### 10.5. Расчет полиспаста стрелоподъемного механизма

Кратность  $U_{nc}$  стрелового полиспаста желательно принимать с обеспечением равенства  $d_k = d_{kc}$ , т.е. диаметры (типоразмеры) канатов грузового и стрелового были бы одинаковыми. Сила  $F_{\delta c}$  натяжения стрелового каната

$$F_{\delta c} = \frac{F}{z_n U_{nc} \eta_{nc}},$$

где  $z_n$  – количество ветвей каната на барабане ( $z_n = 1$  – полиспаст одинарный;  $z_n = 2$  – полиспаст сдвоенный);  $\eta_{nc}$  – КПД стрелового полиспаста ( $\eta_{nc} = \eta_{\delta}^{t+2}$ , где  $t$  – количество блоков в соответствии со схемой полиспаста).

Выбор типоразмера  $d_{kc}$  стрелового каната производят по разрушающей нагрузке  $F_{разр}$ :

$$F_{разр} \geq F_{\delta c} \cdot z_p,$$

где  $z_p$  – коэффициент использования каната в соответствии с группой режима.

Определение расчетных диаметров блока и барабана  $D_{\delta c}$  производят по аналогичным зависимостям для грузового полиспаста. В стреловом полиспасте, кроме каната с  $d_{kc}$ , необходимо выбрать канат для тяги, соединяющей обойму подвижных блоков со стрелой. Это можно сделать по формуле  $F_{разр} \geq F \cdot z_p$  или тягу выполнить из соответствующего количества ниток каната  $d_{kc}$ .

### 10.6. Определение мощности $P_1$ и выбор электродвигателя

$$P_1 \geq P_{расч};$$

$$P_{расч} = T_c / 9,55 \text{ (при } n_1 = 1000 \text{ мин}^{-1}\text{)},$$

где  $T_c$  – статический момент на валу электродвигателя.

$$T_c = \frac{z_n F_{\text{бс}} \cdot D_{\text{бс}}}{2U_{\text{рс}} \eta_0},$$

где  $U_{\text{рс}}$  – передаточное число редуктора ( $U_{\text{рс}} \cong 40 \dots 60$ ).

Выбранный двигатель при условии  $F = F_{\text{max}}$  проверке не подвергают. Выбор стандартных элементов аналогично МПГ. Коэффициент запаса торможения не менее 1,5.

## 11. УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОТИВ ОПРОКИДЫВАНИЯ СВОБОДНОСТОЯЩИХ КРАНОВ

Половина аварий кранов происходит из-за недостаточной устойчивости – опрокидывание. Поэтому краны должны обладать запасом устойчивости для обеспечения безопасности их эксплуатации.

Различают устойчивость:

- грузовую (кран работает с грузом);
- собственную (кран находится в нерабочем положении без груза).

Устойчивость крана определяется соотношением моментов удерживающего и опрокидывающего относительно ребра опрокидывания при наиболее неблагоприятном сочетании нагрузок и факторов эксплуатации. При определении устойчивости стреловых и порталных кранов принимать во внимание следующее:

- угол наклона крана стрелового  $\alpha \leq 3^0$ ;
- портального  $\alpha \leq 1^0$ ;
- рельсовые захваты не учитывать;
- дополнительные опоры при определении коэффициента собственной устойчивости не учитывать;
- массу нижних ветвей гусеничных лент не учитывать;
- баки с топливом и гидрожидкостью, если они способствуют устойчивости крана, принимать порожними;
- определение коэффициента устойчивости должно производиться при положении стрелы перпендикулярно относительно ребра опрокидывания, а также под углом  $45^0$  с учетом дополнительных касательных инерционных сил, возникающих при пуске и торможении механизмов крана.

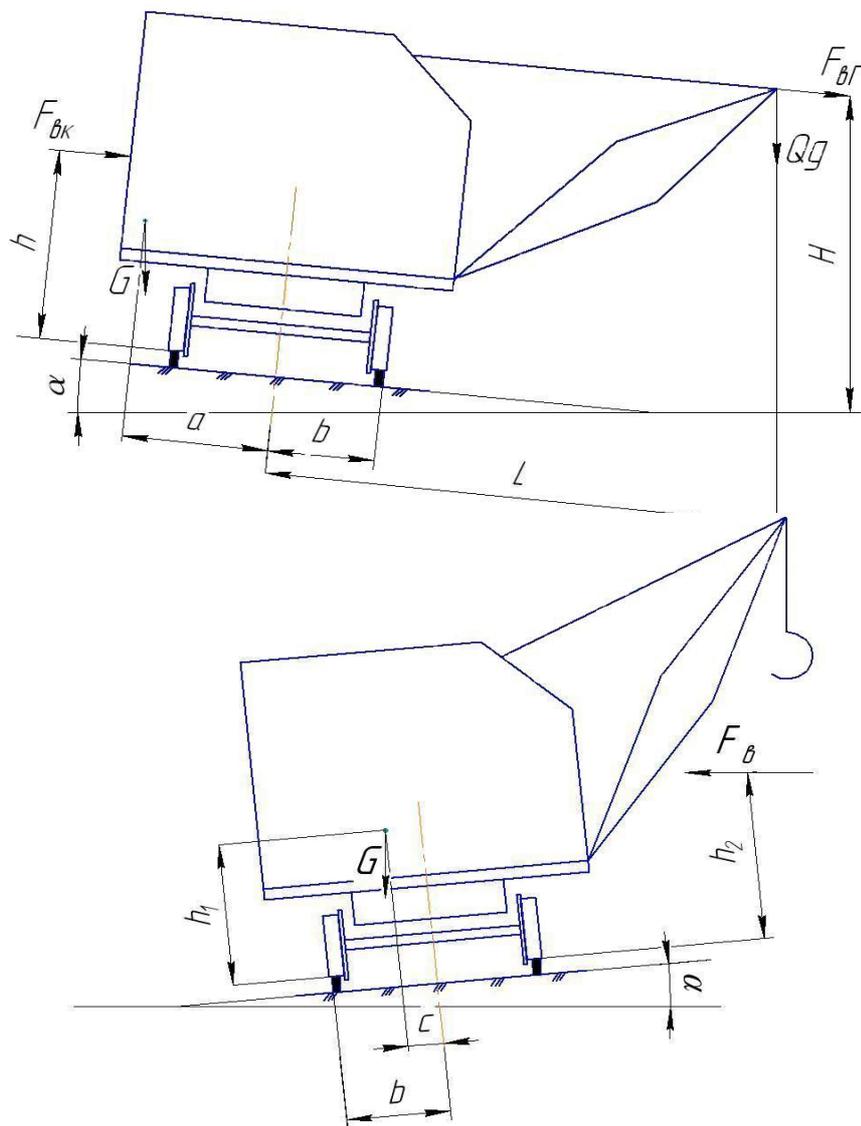


Рисунок 11.2 – Схема к определению коэффициента собственной устойчивости (ребро опрокидывания – левый рельс)

Коэффициент  $K_{cy}$  грузовой устойчивости, определяемый как отношение момента  $T_G$ , создаваемого силами тяжести всех частей крана без учета дополнительных нагрузок и уклона пути (площадки) к моменту  $T_Q$ , создаваемому силой тяжести груза, должен быть не менее 1,4 (рисунок 11.1).

$$K_{cy} \geq T_G / T_Q \geq 1,4.$$

Положение силы  $G$  соответствует центру масс крана, который всегда должен быть внутри опорного контура.

Коэффициент  $K_{cy}$  собственной устойчивости, определяемый как отношение момента  $T'_G$ , создаваемого силами тяжести всех частей крана с учетом уклона пути (площадки) в сторону опрокидывания, относительно ребра опрокидывания, к моменту  $T'_e$ , создаваемому ветровой нагрузкой нерабочего состояния ( $p=250$  Па, рисунок 11.2).

$$K_{cy} = T'_G / T'_e \geq 1,4.$$

С учетом того, что  $T_G = G(a+b)$ ;  $T_Q = Qg(L-b)$  можно записать (в статике):

$$K_{cy} = \frac{G(a+b)}{Qg(L-b)} \geq 1,4.$$

С учетом динамических (инерционных) нагрузок, возникающих при пуске (торможении) крановых механизмов при допустимом сочетании операций рабочего цикла и ветровой нагрузки рабочего состояния ( $p'=150$  Па), значение  $K'_{cy}$  можно определить по формуле

$$K'_{cy} = \frac{T_G - \sum T_{ин} - T'_e}{T_Q} \geq 1,15.$$

Коэффициент  $K_{cy}$  собственной устойчивости вычисляют по формуле

$$K_{cy} = \frac{G[(b-c)\cos\alpha - h_1 \sin\alpha]}{F_e \cdot h_2} \geq 1,15.$$

Проверке на устойчивость подлежат стреловые самоходные (автомобильные, пневмоколесные, гусеничные, железнодорожные) и прицепные краны, краны-экскаваторы, башенные и порталные краны.

При испытании на устойчивость этих кранов поднимают на высоту 100...200 мм контрольный груз массой  $1,4Q$  в положении, соответствующем наименьшей устойчивости, а также выполнение всех операций (допустимого сочетания операций) с контрольным грузом массой  $1,1Q$ .

## 12. ПРИБОРЫ И УСТРОЙСТВА БЕЗОПАСНОСТИ

1. Приборы и устройства безопасности кранов должны соответствовать Правилам [10], государственным стандартам и другим нормативным документам.

2. Краны должны быть оборудованы ограничителями рабочих движений для автоматической остановки:

а) механизма подъема грузозахватного органа (кроме электрических талей, оснащенных муфтой предельного момента) в его крайнем верхнем положении;

б) механизма изменения вылета;

в) механизма передвижения рельсовых кранов (за исключением железнодорожных) и их грузовых тележек, если скорость крана (тележки) при подходе к крайнему положению может превысить 30 м/мин. Механизмы передвижения башенных, козловых кранов и мостовых кранов-перегрузателей должны быть оборудованы ограничителями независимо от скорости передвижения;

г) механизмов передвижения мостовых, козловых, консольных, порталных кранов или их грузовых тележек, работающих на одном крановом пути.

3. Концевые выключатели, устанавливаемые на кране, должны включаться так, чтобы была обеспечена возможность движения механизма в обратном направлении. Дальнейшее движение в том же направлении допускается:

– для механизма передвижения мостового крана – при подходе к посадочной площадке или тупиковому упору с наименьшей скоростью, обеспечиваемой электроприводом;

– для механизма опускания стрелы стрелового крана в транспортное положение (без груза).

4. Ограничитель механизма подъема груза или стрелы должен обеспечить остановку грузозахватного органа при подъеме без груза и зазор между грузозахватным органом и упором у электрических талей – не менее 50 мм, у других кранов – не менее 200 мм. При скорости подъема груза более 40 м/мин на кране должен быть установлен дополнительный ограничитель, срабатывающий до основного ограничителя, переключающий схему на пониженную скорость подъема.

5. У грейферных кранов с отдельным приводом подъемной и замыкающей лебедок ограничитель (ограничители) должен (должны) отключать одновременно оба двигателя при достижении грейфером крайнего верхнего положения.

6. Ограничители механизмов передвижения должны обеспечивать отключение двигателей механизмов на следующем расстоянии до упора:

– для башенных, порталных, козловых кранов и мостовых перегружателей – не менее полного пути торможения;

– для остальных кранов – не менее половины пути торможения.

При установке взаимных ограничителей хода механизмов передвижения мостовых или консольных кранов, работающих на одном крановом пути, указанное расстояние может быть уменьшено до 500 мм. Путь торможения механизма должен быть указан предприятием-изготовителем в паспорте крана.

7. Краны стрелового типа (кроме консольных) должны быть оборудованы ограничителем грузоподъемности (грузового момента), автоматически отключающим механизмы подъема груза и изменения вылета в случае подъема груза, масса которого превышает грузоподъемность для данного вылета:

более чем на 15 % – для башенных (с грузовым моментом до 20 т·м включительно) и порталных кранов;

10 % – для остальных кранов.

У кранов, имеющих две или более грузовые характеристики, ограничитель должен иметь устройство для переключения его на выбранную характеристику.

8. Краны мостового типа должны быть оборудованы ограничителями грузоподъемности (для каждой грузовой лебедки), если возможна их перегрузка по технологии производства. Краны с переменной по длине моста грузоподъемностью также должны быть оборудованы такими ограничителями.

Ограничитель грузоподъемности кранов мостового типа не должен допускать перегрузку более чем на 25 %.

9. После срабатывания ограничителя грузоподъемности должно быть возможно опускание груза или включение других механизмов для уменьшения грузового момента.

10. Стреловые краны должны быть оборудованы ограничителями рабочих движений для автоматического отключения механизмов подъема, поворота и выдвижения стрелы на безопасном расстоянии от крана до проводов линии электропередачи.

11. Краны мостового типа грузоподъемностью более 10 т и группы классификации (режима) не менее А6 по ИСО 4301/1, башенные краны грузоподъемностью более 5 т порталные, железнодорожные и стреловые краны должны быть оборудованы регистраторами параметров их работы. Башенные краны

грузоподъемностью до 5 т включительно должны быть оснащены устройствами для учета наработки в моточасах.

12. Стреловые краны для предотвращения их столкновения с препятствиями в стесненных условиях работы должны быть оснащены координатной защитой.

13. Краны, кроме управляемых с подвесного пульта, должны быть снабжены звуковым сигнальным устройством, звук которого должен быть хорошо слышен в зоне работы крана. При управлении краном с нескольких постов включение сигнала должно быть возможно с любого из них.

14. Козловые краны и мостовые краны-перегрузатели должны быть рассчитаны на максимально возможное усилие перекоса, возникающее при их передвижении, или оборудованы ограничителем перекоса автоматического действия.

15. У кранов с электродвигателем, кроме кранов с электрическими талями, имеющих второй грузоупорный тормоз, должна быть предусмотрена защита от падения груза и стрелы при обрыве любой из трех фаз питающей электрической сети.

16. Краны мостового типа должны быть оборудованы устройством для автоматического снятия напряжения с крана при выходе на галерею. У кранов, работающих в помещении, троллеи с напряжением не более 42 В при этом могут не отключаться.

У мостовых кранов, вход на которые предусмотрен через галерею моста, такой блокировкой должна быть оборудована дверь для входа на галерею.

17. Дверь для входа в кабину управления, передвигающуюся вместе с краном, со стороны посадочной площадки должна быть снабжена электрической блокировкой, запрещающей движение крана при открытой двери.

Если кабина имеет тамбур, то такой блокировкой снабжается дверь тамбура.

18. У магнитных кранов электрическая схема должна быть выполнена так, чтобы при снятии напряжения с крана контактами приборов и устройств безопасности напряжение с грузового электромагнита не снималось.

19. У башенных кранов с неповоротной башней и у других кранов при расположении кабины на поворотной части крана для предупреждения возможности зажатия людей при переходе с поворотной части на неповоротную должно быть предусмотрено

устройство, автоматически отключающее двигатель механизма поворота при открытом люке или двери.

20. У кранов, грузоподъемность которых меняется с изменением вылета, должен быть предусмотрен указатель грузоподъемности, соответствующей вылету. Шкала (табло) указателя грузоподъемности должна быть отчетливо видна с рабочего места крановщика (машиниста). Указатель грузоподъемности может входить в состав электронного ограничителя грузоподъемности.

При градуировании шкалы указателя грузоподъемности крана необходимо замер вылета производить на горизонтальной площадке с грузом на крюке, соответствующим определенному вылету, а нанесение отметки на шкале производить после снятия груза.

21. В кабине стрелового крана должны быть установлены указатели угла наклона крана (креномеры, сигнализаторы). В случае, когда управление выносными опорами крана осуществляется вне кабины, на неповоротной раме крана должен быть установлен дополнительный указатель угла наклона крана.

22. Башенные краны с высотой до верха оголовка башни более 15 м, козловые краны с пролетом более 16 м, порталные краны, мостовые краны-перегрузатели должны быть снабжены прибором (анемометром), автоматически включающим звуковой сигнал при достижении скорости ветра, указанной в паспорте для рабочего состояния крана.

23. Краны, передвигающиеся по крановому пути на открытом воздухе, должны быть оборудованы противоугонными устройствами.

24. При использовании в качестве противоугонного устройства рельсовых захватов их конструкция должна позволять закрепление крана на всем пути его перемещения.

25. Противоугонные устройства с машинным приводом должны быть оборудованы приспособлением для приведения их в действие вручную.

26. Краны, передвигающиеся по крановому пути, и их тележки для смягчения возможного удара об упоры или друг о друга должны быть снабжены упругими буферными устройствами.

27. Краны (кроме электрических талей) и грузовые тележки, передвигающиеся по крановому пути, должны быть снабжены опорными деталями на случай поломки колес и осей ходовых устройств.

Опорные детали должны быть установлены на расстоянии не более 20 мм от рельсов (ездовых балок), по которым передвигается кран (тележка), и должны быть рассчитаны на наибольшую возможную нагрузку на эти детали.

28. У стреловых кранов с изменяющимся вылетом и гибкой подвеской стрелы должны быть установлены упоры или другие устройства, предотвращающие запрокидывание стрелы.

У башенных кранов такие устройства должны быть установлены, если при минимальном вылете угол между горизонталью и стрелой превышает  $70^{\circ}$ .

### ***Определения***

#### *Классификация по конструкции*

Прибор безопасности – техническое устройство электронного типа, устанавливаемое на кране и предназначенное для отключения механизмов в аварийных ситуациях или их предупреждения.

Устройство безопасности – техническое устройство механического, электрического, гидравлического или иного (неэлектронного) типа, устанавливаемое на кране и предназначенное для отключения механизмов в аварийных ситуациях или для предупреждения крановщика (машиниста) об аварийной ситуации.

#### *Классификация по назначению*

Ограничитель – устройство, автоматически отключающее и/или переключающее на пониженную скорость привод механизма в аварийных ситуациях.

Ограничитель рабочего движения – ограничитель, который вызывает остановку и/или ограничение рабочих движений крана.

Регистратор параметров работы крана – устройство, регистрирующее параметры работы крана.

Указатель – устройство, информирующее крановщика (машиниста) и обслуживающий персонал об условиях работы крана.

Устройство предохранительное – механическое устройство для защиты крана в аварийных ситуациях.

Буфер – устройство для смягчения удара.

Захват противоугонный – устройство для удержания крана от передвижения вдоль кранового (рельсового) пути в нерабочем состоянии под действием ветра.

### **13. ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ. МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ТРАНСПОРТА**

Транспорт, транспортные системы – это комплекс машин, изделий и устройств, связующих в широком смысле производителей и потребителей. Назначение транспорта – доставка товаров в пункты распределения и потребления. Под товаром принято понимать сырье, исходные материалы, полуфабрикаты и готовую продукцию. Транспортная сеть – это совокупность всех типов и разновидностей способов и средств доставки грузов и товаров. Некоторое представление о видах и способах доставки грузов дают сведения из таблицы 13.1.

Таблица 13.1

#### **Структура транспорта**

Наименование транспортной системы по сфере деятельности	Технические средства реализации	Дальность доставки грузов, км
Глобальная (межконтинентальная)	Морские суда (универсальные, танкеры, контейнеры) Авиация (самолеты грузовые и пассажирские)	Более 10000
Континентальная	Компоненты железнодорожного (вагоны, платформы, цистерны), речного (суда, баржи, танкеры), автомобильного (контейнеровозы, тягачи) транспорта	До 7000
Региональная	Компоненты ж.-д. транспорта, речного, автомобильного (в том числе, пассажирского)	До 2000
Внутриобъектовая (технологическая)	Машины непрерывного транспорта – конвейеры (ленточные, цепные, подвесные, винтовые и др.)	До 10

Все транспортные системы взаимосвязаны и дополняют друг друга, в частности, назначение внутриобъектовой системы, кроме функции доставки грузов, состоит в обслуживании других, более значимых по сфере деятельности систем. Дальнейшее изложение

будет посвящено описанию и методике проектирования внутриобъектовой (технологической) системы (конвейеров).

### 13.1. Конвейеры

Конвейеры как разновидность машин непрерывного транспорта (МНТ) имеют широкую область применения: цеха машиностроительных заводов (автосборочное производство), предприятия стройиндустрии, агропромышленный комплекс, добыча и переработка полезных ископаемых.

Основное достоинство МНТ – непрерывность технологического процесса, когда операции загрузки, разгрузки грузов совмещены с перемещением; отсюда высокая степень автоматизации и механизации транспортного процесса.

Конвейерам присуща конструктивная простота, малая удельная материалоемкость и в основной массе своей номенклатуры их относят к энергосберегающим машинам.

Обобщенным показателем МНТ считают производительность. Различают производительность объемную  $V$  (м<sup>3</sup>/ч), массовую  $Q$  (т/ч) и штучную  $Z$  (шт./ч). По аналогии с потоком жидкости в трубе (канале) для объемной производительности можно записать:

$$V = 3600Av,$$

где  $A$  – площадь (м<sup>2</sup>) сечения грузопотока;  $V$  – скорость (м/с).

Массовая производительность будет

$$Q = V\rho = 3600Av\rho,$$

где  $\rho$  – плотность (т/м<sup>3</sup>) груза (материала).

При перемещении штучных грузов массой  $m$  (кг), находящихся на расстоянии  $t$  (м) друг от друга со скоростью  $v$  (м/с):

$$Z = \frac{3600v}{t}.$$

Вводя понятие о распределенной погонной массе  $q = m/t$  (кг/м), массовую производительность можно представить как

$$Q = \frac{3600m}{1000t} \cdot v = 3,6qv.$$

Массовая производительность связана со штучной

$$Q = mZ / 1000.$$

Указанные формулы справедливы при горизонтальной трассе перемещения.

### 13.1.1. Затраты мощности на перемещение грузов. Общий вид

Допустим, имеет место грузопоток с производительностью  $Q$  и со скоростью  $v$ . Груз рассматривают как однородное сыпучее тело с распределенной погонной массой  $q$  (рисунок 13.1). Устройство для обеспечения грузопотока имеет погонную массу  $q_k$  и представляет собой замкнутую конструкцию с рабочей и холостой ветвями. Путь движения груза (трасса) характеризуется геометрическими размерами:  $l$  – длина (дальность перемещения);  $H$  – высота подъема груза;  $\beta$  – угол наклона трассы к горизонтали.

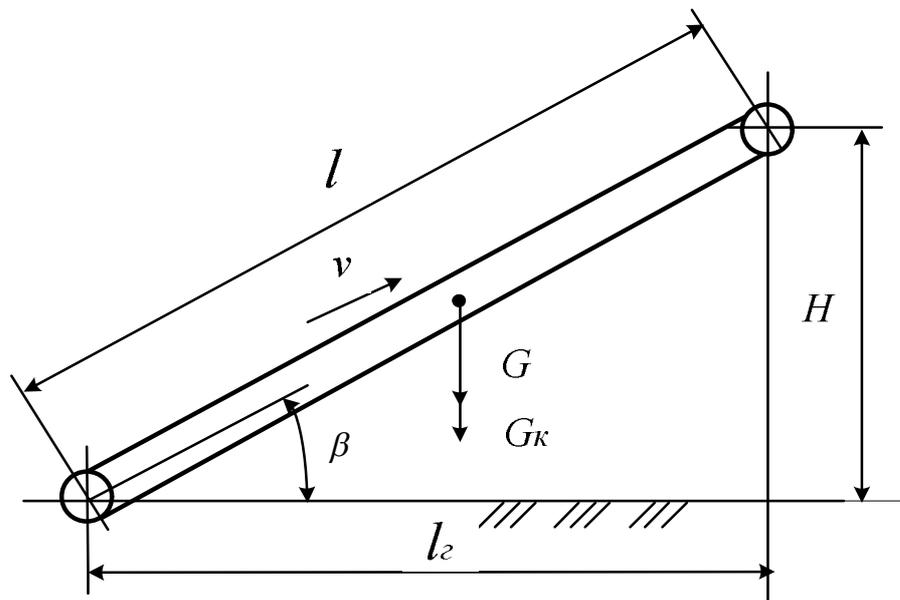


Рисунок 13.1 – Схема к определению затрат мощности на грузопоток

Тогда для сил тяжести груза  $G$  и транспортного устройства  $G_k$  можно записать:

$$G = ql \cdot g; \quad G_k = 2q_k l \cdot g,$$

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

Составляющие сил тяжести, направленные против направления движения, т.е. силы сопротивления движению, будут равны

$$F_1 = G \sin \beta; \quad F_2 = G \cos \beta \omega; \quad F_3 = G_k \cos \beta \omega,$$

где  $\omega$  – общий (приведенный) коэффициент сопротивления перемещению. Следовательно, общая сила сопротивления  $F = F_1 + F_2 + F_3$ .

Тогда искомая мощность  $P$ , необходимая на преодоление сил сопротивления,  $P = Fv/1000$ .

Принимая во внимание, что  $l_2 = l \cos \beta$ ;  $H = l \sin \beta$ ;  $q = Q/3,6v$ , после преобразований базовая формула для определения мощности будет иметь вид

$$P = 0,0027QH + 0,0027Ql_2\omega + 0,020q_k l_2 v \omega.$$

Здесь первое слагаемое – затраты мощности на подъем груза на высоту  $H$ ; второе – на перемещение груза на расстояние  $l_2$ , а третье – мощность холостого хода.

### 13.1.2. Режимы работы конвейеров

В зависимости от классов использования конвейера по времени и производительности, т.е. интенсивности эксплуатации по времени и производительности, различают пять режимов работы: ВЛ – весьма легкий, Л – легкий, С – средний, Т – тяжелый, ВТ – весьма тяжелый (таблица 13.2).

Таблица 13.2

Режимы работы конвейера

Класс использования по времени	Коэффициент относительного времени работы за сутки, $K_{вс}$	Класс использования по производительности		
		$Q_1$	$Q_2$	$Q_3$
		Коэффициент загрузки		
		До 0,25	0,25...0,63	0,63...1,0
В1	До 0,20	ВЛ	ВЛ	Л
В2	0,20...0,32	Л	Л	С
В3	0,32...0,63	С	С	Т
В4	0,63...1,0	Т	Т	ВТ
В5	1,0	Т	ВТ	ВТ

Данные режимы работы носят рекомендательный характер. Расчетные значения напряжений в элементах конструкции конвейеров принимают с поправочным коэффициентом  $k_n$ , значения которого для режима ВЛ – 1,0; Л – 1,1; С – 1,2; Т – 1,3; ВТ – 1,4.

### 13.1.3. Характеристика массовых грузов

Эффективное использование конвейеров возможно при наличии массовых грузов. Их признаки: большой объем, стабильность по времени, однотипность. Этим признакам соответствуют насыпные

(сыпучие) грузы: песок, гравий, щебень и прочие материалы стройиндустрии.

Основной параметр насыпных грузов – плотность  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>). В зависимости от величины  $\rho$  грузы разделены на 4 группы:

- легкие,  $\rho \leq 0,6$  т/м<sup>3</sup>;
- средние,  $\rho \leq 1,1$  т/м<sup>3</sup>;
- тяжелые,  $\rho \leq 2,0$  т/м<sup>3</sup>;
- весьма тяжелые,  $\rho \leq 2,0$  т/м<sup>3</sup>.

Следующий показатель – гранулометрический состав. Его определяют просеиванием груза через сита с калиброванными размерами ячеек (отверстий), т.е. груз распределяется по размеру частиц (гранул) или кусков. Установлены следующие категории в зависимости от размеров частиц, мм: пылевидные – <0,05...0,5; порошкообразные – 0,05...0,5; мелкозернистые – 0,5...2,0; крупнозернистые – 2,0...10; мелкокусковые – 11...60; среднекусковые – 60...160; крупнокусковые – 160...320; особо крупные – >320.

Далее следует такой показатель, как однородность. В зависимости от нее различают грузы рядовые и сортированные. Показатель зависит от соотношения размеров наибольших  $a_{\max}$  и наименьших  $a_{\min}$  частиц в порции:

$$\frac{a_{\max}}{a_{\min}} > 2,5 \text{ – груз рядовой; } \frac{a_{\max}}{a_{\min}} < 2,5 \text{ – сортированный.}$$

Угол естественного откоса – показатель, характеризующий «сцепляемость» частиц в порции. Он зависит от конфигурации частиц, состояния кромок (острокромочные, скругленные), влажности и т.д.

Различают угол естественного откоса в покое –  $\varphi$  (насыпи, штабели каменного угля) и в движении –  $\varphi_0$  (форма сечения груза на конвейере),  $\varphi_0 = 0,7\varphi$ . Показатели свойств насыпных грузов представлены в таблице 13.3.

Таблица 13.3

## Характеристика свойств насыпных грузов

Наименование груза	Насыпная плотность, т/м <sup>3</sup>	Угол естественного откоса, град		Коэффициент трения в состоянии покоя		Группа абразивности
		в покое	в движении	по стали	по резине	
1	2	3	4	5	6	7
Агломерат железной руды	1,7...2,0	45	—	0,8...1,0	—	D
Алебастр молотый	1,2...1,3	—	—	—	—	—
Бетон: со щебнем с гравием и песком	1,8...2,2 2,2	—	—	—	—	—
Гравий рядовой	1,5...2,0	45	30	0,58...1,0	—	B
Зола сухая	0,4...0,72	50	40	0,6...0,85	—	D
Известняк: мелкокусковой порошкообразный	1,47...2,22 1,57	45 40	30 30	0,66...0,76	—	B
Керамзит	0,5...0,7	—	—	—	—	—
Кокс среднекусковой	0,48...0,53	35	—	0,84	—	D
Мел молотый (порошок)	0,95...1,2	—	—	—	—	—
Опилки древесные сухие	0,16...0,32	39	—	0,39...0,83	0,51... 0,65	A
Пемза в порошке	0,3...0,75	—	—	—	—	—
Песок сухой	1,4...1,65	45	30	0,32...0,7	0,46	C
Руда железная мелко- и среднекусковая	2,1...3,5	30...50	—	1,2	—	D
Стружка древесная	0,2...0,88	—	—	—	—	—
Торф фрезерный сухой	0,33...0,4	45	32	0,27...0,75	—	A
Уголь бурый (воздушно-сухой)	0,6...0,78	35...50	—	0,84	—	—

Окончание таблицы 13.3

1	2	3	4	5	6	7
Цемент	1,0...1,8	40	30	0,8...0,65	0,64	С
Уголь каменный: кусковой рядовой мелкокусковой сортированный	0,6...0,8 0,8...1,0	35...40	–	0,42...0,6	0,55	В
Щебень сухой	1,2...1,8	45	35	0,47...0,53	–	Д

Истирающей способностью (абразивностью) насыпных грузов называется свойство их частиц истирать во время движения соприкасающиеся с ними поверхности. По степени абразивности насыпные грузы делятся на группы: А – неабразивные; В – малоабразивные; С – среднеабразивные; D – высокоабразивные.

#### ***13.1.4. Тяговые элементы конвейеров***

Основными тяговыми элементами конвейеров являются ленты конвейерные и цепи тяговые.

Ленты конвейерные.

Применяют резинотканевые, резинотросовые и стальные ленты.

Сведения о резинотканевых конвейерных лентах приведены в таблице 13.4.

Условное обозначение резинотканевой конвейерной ленты содержит наименование изделия («лента»), буквенные и цифровые индексы, обозначающие тип и вид ленты, ее ширину (мм), количество тканевых тяговых прокладок, сокращенное наименование ткани, толщину резиновых обкладок на рабочей и нерабочей сторонах ленты (мм), класс обкладочной резины и обозначение стандарта на ленты.

Например, лента конвейерная типа 2, теплостойкая, шириной 1000 мм, с восемью тяговыми прокладками из ткани типа БКНЛ-150, с рабочей обкладкой толщиной 4,5 мм и нерабочей – 2 мм из резины класса С обозначается:

Лента 2Т – 1000 – 8 – БКНЛ – 150 – 4,5 – 2 – С

Таблица 13.4

**Резинотканевые конвейерные ленты**

Тип	Назначение	Вид	Условное обозначение	Класс прочности резины наружных обкладок	Температура транспортируемого материала и окружающего воздуха, °С	
					от	до
... 2	Транспортирование абразивных, малоабразивных и неабразивных средне- и мелкокусковых грузов (куски размером до 150 мм)	Общего назначения	2	Б, В С	- 45 - 25	60 60
		Морозостойкая Повышенной теплостойкости	2М	В	- 60	60
			2ПТ	С		Не более 200
	Транспортирование среднекусковых частиц угля (куски размером до 500 мм) и породы (куски размером до 300 мм) подземными конвейерами угольных шахт	Теплостойкая	2Т	С		Не более 100
		Пищевая Негорючая для угольных шахт	2П	С	- 25	60
			2Ш	Г, С	- 25	60
3	Транспортирование малоабразивных и неабразивных мелкокусковых (куски размером до 80 мм), сыпучих и штучных грузов	Общего назначения	3	В С	- 45 - 25	60 60
		Пищевая	3П	С	- 25	60

Цепи тяговые.

Основные параметры тяговых цепей: разрушающая нагрузка, шаг цепи, погонная масса.

Применяются тяговые цепи: пластинчатые и разборные.

Установлены следующие типы тяговых пластинчатых цепей:

- втулочные;
- роликовые;
- катковые гладкие (рисунок 13.2).

По конструкции предусмотрены тяговые пластинчатые цепи каждого типа следующих исполнений:

- неразборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
- разборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
- неразборная цепь с полыми валиками (индекс МС).

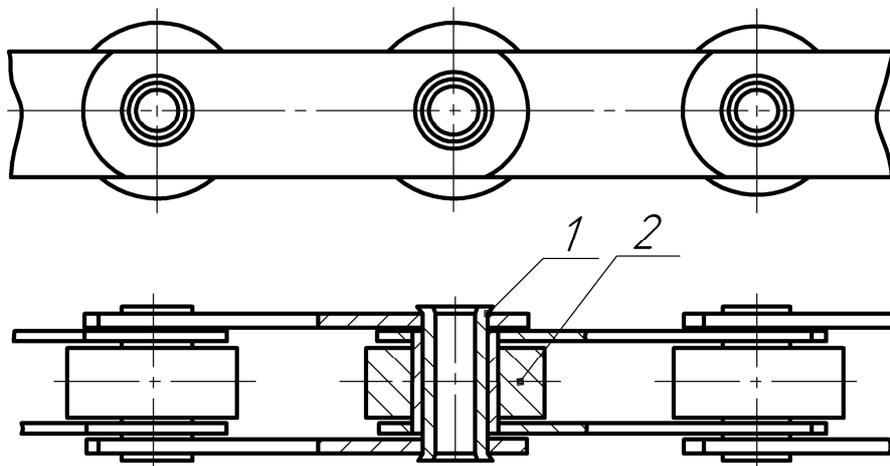


Рисунок 13.2 – Цепь пластинчатая катковая (ПКВ):  
1 – полый валик; 2 – каток

Например, тяговая пластинчатая цепь М с разрушающей нагрузкой 112 кН типа 2 с шагом 100 мм исполнения 1, с соединительными элементами типа 1.1 исполнения 0, с односторонним их расположением (1) и чередованием через три шага обозначается:

Цепь М112 – 2 – 100 – 1 – 1.1 – 0 – 1 – 3

## 13.2. Определение погонных масс

### 13.2.1. Погонная масса груза

Погонная масса  $q$  груза (средняя масса груза на 1 м длины загруженного участка рабочей ветви конвейера) при непрерывном потоке груза на конвейере (кг/м):

$$q = A\rho,$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения потока груза на конвейере, м<sup>2</sup>.

Для ленточных конвейеров (рисунок 13.3):

а) на плоской ленте

$$A \approx 0,05 B^2;$$

б) на желобчатой ленте с углом наклона боковых роликов  $20^\circ$  ( $\alpha = 20^\circ$ )

$$A \approx 0,11 B^2;$$

в) на желобчатой ленте с углом наклона боковых роликов  $30^\circ$

$$A \approx 0,14 B^2,$$

где  $B$  – ширина ленты, м.

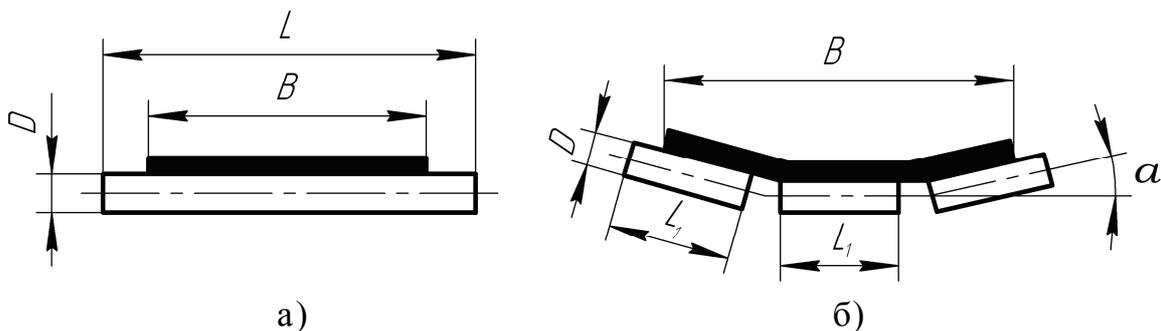


Рисунок 13.3 – Типы роlikоопор:  
а – плоская; б – желобчатая

Для пластинчатых конвейеров:

а) на настиле без бортов

$$A = 0,18 B^2 k_\beta \operatorname{tg}(0,4\varphi);$$

б) на настиле с бортами

$$A = 0,25 B^2 k_\beta \operatorname{tg}(0,4\varphi) + B h \psi,$$

(при крупнокусовом грузе  $A = B h \psi$ ), где  $B$  – ширина настила (для настила с бортами – расстояние между бортами), м;  $k_\beta$  – коэффициент, зависящий от угла  $\beta$  наклона конвейера: при  $\beta$  до  $10^\circ$   $k_\beta = 1$ ; при  $\beta$  до  $20^\circ$   $k_\beta = 0,95$ ; при  $\beta > 20^\circ$   $k_\beta = 0,9$ ;  $\varphi$  – угол естественного откоса груза в состоянии покоя (таблица 13.1), град;  $h$  – высота борта, м;  $\psi$  – коэффициент наполнения настила по высоте бортов:  $\psi = 0,65 \dots 0,8$  (для крупнокусовых грузов  $\psi = 0,8 \dots 0,9$ ).

Для винтовых конвейеров

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \psi k_\beta,$$

где  $D$  – диаметр винта, м;  $\psi$  – коэффициент заполнения желоба;  $\psi = 0,125 \dots 0,40$  – для тяжелых абразивных грузов (цемент, песок) – меньшие значения, для легких неабразивных грузов (древесные опилки) – большие.

Погонная масса груза при перемещении его отдельными порциями в ковшах (кг/м)

$$q = \frac{i\rho\psi}{t_k},$$

где  $i$  – вместимость ковша, м<sup>3</sup>;  $\psi$  – коэффициент наполнения ковша ( $\psi=0,8\dots0,9$ );  $t_k$  – шаг ковшей, м.

### 13.2.2. Погонные массы конвейера

#### *Ленточный конвейер*

$$q_k = q_k^p + q_k^x,$$

где  $q_k$  – погонная масса конвейера;  $q_k^p$ ,  $q_k^x$  – погонные массы рабочей и холостой ветвей (кг/м).

$$q_k^p = q_l + q_p^p; \quad q_k^x = q_l + q_p^x,$$

где  $q_l$  – погонная масса ленты;  $q_p^p$  и  $q_p^x$  – погонные массы роlikоопор на рабочей и холостых ветвях соответственно.

$$q_l = 1100B\delta_l,$$

где  $\delta_l$  – толщина ленты (предварительно принимают  $\delta_l = 10$  мм).

$$q_p^p = 0,6m_p / t_p,$$

где  $m_p$  – масса роlikоопоры, кг;  $t_p$  – шаг роlikоопор, м;  $m_p = 2,5 B$ .  
Здесь  $B$  – ширина ленты, дм;  $t_p = 1,0\dots1,5$  м.

$$q_p^x = 0,5q_p^p.$$

#### *Пластинчатый конвейер*

Предварительно погонную массу ходовой части  $q_{хч}$  конвейера принимают:

$$q_{хч} = 60B + K,$$

где  $B$  – ширина настила, м;  $K$  – условный коэффициент (таблица 13.5).

Значения коэффициента  $K$ 

Характеристика груза по плотности $\rho$ , т/м <sup>3</sup>	Ширина настила без бортов, м			Ширина настила с бортами, м		
	0,4; 0,5	0,65; 0,8	1,0 и более	0,4; 0,5	0,65; 0,8	1,0 и более
Легкий, $\rho < 1$	35	45	60	40	50	70
Средний, $\rho = 1 \dots 2$	50	60	90	60	70	100
Тяжелый, $\rho > 2$	70	100	130	80	110	150

*Элеваторы ленточные и цепные*

Погонная масса (кг/м) груза:

$$q = i\rho\psi / t_k,$$

где  $\psi$  – коэффициент заполнения ковшей, ( $\psi = 0,7 \dots 0,8$ );  $\rho$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $i$  – вместимость ковша, м<sup>3</sup>.

Погонная масса ходовой части элеватора:  
ленточного

$$q_k = q_l + q_{ков},$$

где  $q_l$  – погонная масса ленты;  $q_{ков}$  – погонная масса ковшей (рисунок 13.4 и таблица 13.6).

цепного

$$q_k = q_{ц} + q_{ков},$$

где  $q_{ц}$  – погонная масса цепи (цепей), кг/м.

Погонная масса ковшей (кг/м)

$$q_{ков} = \frac{m_{ков}}{t_k} k_k,$$

где  $m_{ков}$  – масса одного ковша, кг (таблица 13.6);  $t_k$  – шаг ковшей, м;  $k_k$  – коэффициент, учитывающий массу крепежных деталей:  $k_k \approx 1,14$ .

Для ориентировочных расчетов погонная масса (кг/м) ходовой части элеватора может быть принята:

$$q_k \approx Qk,$$

где  $Q$  – производительность элеватора, т/ч;  $k$  – условный коэффициент (таблица 13.7).

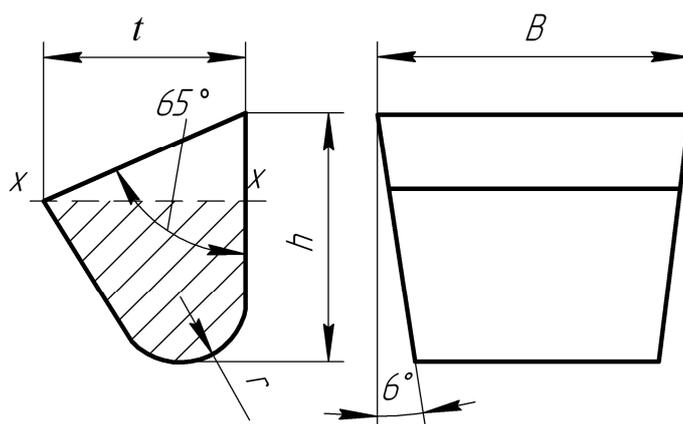


Рисунок 13.4 – Эскиз ковша (тип Г)

Таблица 13.6

**Ориентировочная масса ковшей вертикальных элеваторов, кг**

Ширина $B$ ковша, мм	Толщина стенки ковша, мм	Тип ковшей			
		глубокие (Г)	мелкие (М)	остро- угольные (О)	скругленные (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

Таблица 13.7

**Значения коэффициента  $k$**

Производительность элеватора, т/ч	Тип ковшей					
	ленточный (Л)		одноцепной (Ц)		двухцепной (Ц)	
	ЛГ	ЛМ	ЦГ, ЦМ	ЦО	ЦГ, ЦМ	ЦО, ЦС
До 10	0,6	–	1,1	–	–	–
10...25	0,5	–	0,8	1,1	1,2	–
25...50	0,45	0,6	0,6	0,85	1,0	–
50...100	0,4	0,55	0,5	0,7	0,8	1,1
Свыше 100	0,35	0,5	–	–	0,6	0,9

Погонные массы  $q_l$  и  $q_{ц}$  принимают по прототипу с учетом того, что ширина  $B$  ленты меньше ширины ковша на 50 мм.

### 13.3. Определение сил сопротивления

Мощность двигателя машины расходуется на преодоление сопротивления движению элементов конвейера и груза. Часть сопротивления преодолевается по длине конвейера (распределенные сопротивления) и часть – в отдельных его пунктах: барабан (звездочка), погрузочное, разгрузочное, очистное устройства (сосредоточенные сопротивления). При предварительных расчетах силы сопротивления определяют в обобщенной форме.

#### 13.3.1. Ленточный конвейер

Определение тяговой силы  $F'_0$ :

$$F'_0 = [\omega L_{\Gamma} (q + q_k) + (q + q_n)H]gK_k,$$

где  $\omega$  – коэффициент сопротивления ( $\omega=0,04$ );  $H$  – высота подъема груза;  $g$  – ускорение свободного падения;  $K_k$  – коэффициент конвейера ( $K_k=1,1\dots1,2$  в зависимости от суммарной длины конвейера).

Остальное – см. п. 13.2.

#### 13.3.2. Цепной (пластинчатый) конвейер

Расчетная схема – рисунок 13.5. Поперечные сечения конвейера – рисунок 13.6.

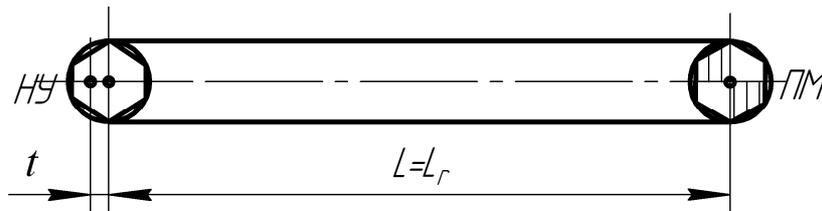


Рисунок 13.5 – Расчетная схема пластинчатого конвейера:  
НУ – натяжное устройство;  $t$  – его ход; ПМ – привод

Тяговая сила  $F_0$  конвейера:

$$F_0 = 1,05[F_{\min} + g(\omega q L_{\Gamma} + 2\omega q_{xv} L_{\Gamma} + qH)],$$

где  $F_{\min}$  – наименьшее натяжение цепей ( $F_{\min} = 3$  кН);  $\omega$  – коэффициент сопротивления (таблица 13.8).

Остальное – см. п. 13.2.

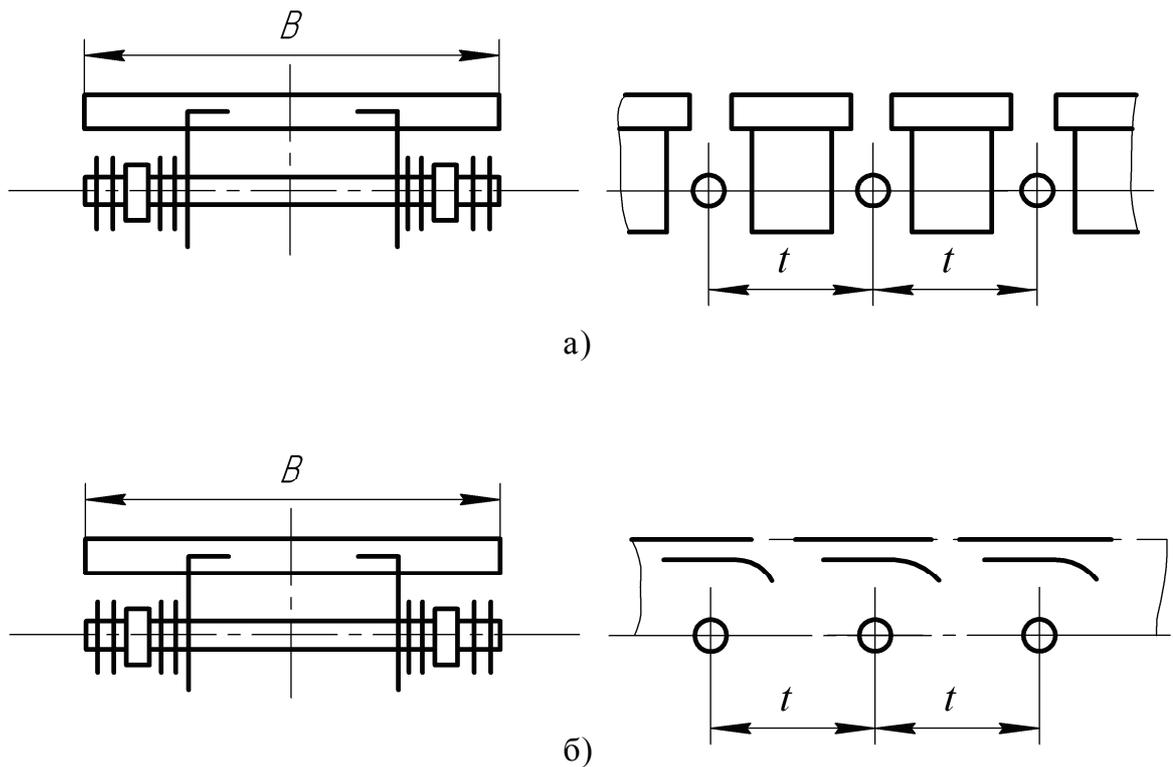


Рисунок 13.6 – Типы пластинчатых конвейеров:  
 а – тип ПР – плоский разомкнутый для штучных грузов;  
 б – тип ПС – плоский сомкнутый для насыпных грузов;  
 $B$  – ширина настила;  $t$  – шаг цепи

Таблица 13.8

**Значения коэффициента сопротивления  $\omega$  для пластинчатых конвейеров**

Тип цепи конвейера	Обозначение цепи	Диаметр валика цепи, мм	Условия работы конвейера**		
			хорошие	средние	тяжелые
Втулочная	1		0,2...0,25*	0,3...0,35*	0,4...0,45*
Роликовая	2		0,2...0,25*	0,3...0,35*	0,4...0,45*
Катковая с гладкими катками	3	До 20	0,07	0,09	0,11
		Более 20	0,06	0,08	0,10
Катковая с ребордами на катках	4	До 20	0,08	0,10	0,13
		Более 20	0,07	0,09	0,12

\* Большие значения принимать при путях с центрирующими устройствами, предохраняющими цепь от сдвига.

\*\* При работе в зимних условиях в неотапливаемом помещении или на открытом воздухе приведенные значения увеличивать в 1,5 раза.

Предпочтение следует отдавать цепям типа ПВК – катковая с гладкими катками (см. рисунок 13.2); среднее значение  $\omega$  принимать  $\omega = 0,15$ .

### 13.3.3. Элеватор

Окружное усилие  $F$  на приводном барабане (на делительной окружности звездочки):

$$F = 10^3 P / v ,$$

где  $P$  – мощность на приводном валу, кВт;  $v$  – скорость груза, м/с.

$$P = 0,0027 QH(1 + k_{зач}/H),$$

где  $k_{зач}$  – коэффициент зачерпывания (таблица 13.9).

Таблица 13.9

Ориентировочные значения коэффициента  $k_{зач}$

Вид груза	Тип элеватора									
	ленточный и одноцепной					двухцепной				
	при скорости движения ковшей, м/с									
	0,5	0,75	1,0	1,25	1,6	0,5	0,75	1,0	1,25	1,6
Пылевидный, порошкообразный, зернистый, мелкозернистый	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	1,0	1,2	1,3	1,5	2,0
Средне- и крупнокусковой	2,5	3,0	3,0	4,0	5,0	1,5	1,7	1,7	2,5	3,0

## 13.4. Определение размеров тягового и грузонесущего элементов

### 13.4.1. Ленточный конвейер

Ширина  $B$  (м) ленты при перемещении насыпных грузов:

$$B \geq 1,1 \left( \sqrt{\frac{Q}{v \rho k k_\beta}} + 0,05 \right),$$

где  $k$  – коэффициент угла  $\varphi$  естественного откоса груза (таблица 13.10).

Остальное – см. п. 13.2.

В курсовой работе принимать  $k = 300...350$ .

Размер  $B$  принимать ближайшим большим из ряда 300, 400, 500, 650, 800, 1000 мм.

Значения коэффициента  $k$ 

Форма ленты	Угол наклона боковых роликов, град	Угол $\varphi$ , град	
		35	40...45
Плоская	–	240	325
Желобчатая на двухроликовой опоре	15	450	535
Желобчатая на трехроликовой опоре	20	470	550
	30	550	625

Толщину  $\delta_l$  ленты определяют по формуле

$$\delta_l = z\delta_{np} + \delta_{op} + \delta_{ox},$$

где  $z$  – количество тканевых прокладок толщиной  $\delta_{np}$  в сердечнике ленты;  $\delta_{op}$ ,  $\delta_{ox}$  – толщина резиновых обкладок на рабочей и холостой сторонах ленты соответственно. Можно принять  $\delta_{np} = 1,25$  мм;  $\delta_{op} = 2...5$  мм;  $\delta_{ox} = 1...2$  мм. Большие значения принимают при  $\rho > 1,5$  т/м<sup>3</sup> и штучных грузах.

$$z = \frac{F_l}{[\sigma]_T B},$$

где  $F_l$  – натяжение ленты;  $[\sigma]_T$  – допускаемый предел прочности на растяжение тканевой прокладки, Н/мм;  $B$  – ширина ленты, мм.

$$[\sigma]_T = \frac{\sigma_T}{n},$$

где  $\sigma_T$  – прочность ткани, Н/мм (таблица 13.11);  $n$  – коэффициент запаса прочности,  $n = 10$ .

Натяжение ленты  $F_l$ :

$$F_l = F'_0 k_s,$$

где  $k_s$  – коэффициент, учитывающий сцепление ленты с барабаном.

При угле  $\alpha$  обхвата барабана лентой  $180...200^\circ$  и коэффициенте трения  $f=0,15$  между лентой и барабаном (барабан стальной, нефутерованный)  $k_s = 1,3$ .

При  $\alpha = 200...240^\circ$  и  $f=0,3...0,4$  (поверхность барабана футерована – обрешинена)  $k_s = 1,5$ .

**Ткани, применяемые для изготовления конвейерных лент**

Прочность ткани по основе, Н/мм	Марка ткани из нитей	
	комбинированных	полиамидных
65	БКНЛ-65; БКЛН-65-2	—
100	БКНЛ-100	ТК-100; ТА-100
150	БКНЛ-150	ТК-150; ТА -150
200	—	ТК-200
300	—	ТК-300; ТА-300
400	—	ТК-400; ТА-400

Примечание. БКНЛ – бельтинг из комбинированных нитей с лавсаном; Т – ткань; К – капроновая; А – анидная.

По размерам  $B$  и  $\delta_l$  с учетом рекомендаций таблицы 13.3 выбирают конкретный типоразмер ленты с уточнением погонной массы  $q_l$ .

**13.4.2. Цепной пластинчатый конвейер**

Ширина  $B$  настила без бортов (м) при транспортировании насыпных грузов

$$B = \sqrt{\frac{Q}{648\nu\rho k_\beta \operatorname{tg}(0,4\varphi)}},$$

где  $Q$  – производительность конвейера, т/ч;  $\nu$  – скорость движения полотна, м/с;  $\rho$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $k_\beta$  – коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера;  $\varphi$  – угол естественного откоса груза в состоянии покоя.

Ширину настила округлять до ближайшего большего (таблица 13.12).

Максимальное статическое натяжение  $F_{\max}$  тягового органа:

$$F_{\max} \approx 1,05F_0.$$

Динамическая нагрузка  $F_{\text{дин}}$  на цепи (или цепь) (Н):

$$F_{\text{дин}} \approx \frac{60\nu^2 L}{z^2 t} (q + k_1 q_{x.ч}),$$

где  $L$  – длина конвейера, м;  $z$  – количество зубьев ведущей звездочки тяговой цепи;  $t$  – шаг тяговой цепи, м;  $k_1$  – коэффициент приведения

массы (учитывающий, что не все элементы конвейера движутся с максимальным ускорением, а также влияние упругости цепи). При  $L < 25$  м  $k_1 = 2$ ; при  $L < 50$  м  $k_1 = 1,5$ ; при  $L > 50$  м  $k_1 = 1$ .

Таблица 13.12

### Основные размеры пластинчатых конвейеров

Ширина $B$ настила ходовой части, мм	Высота $h$ борта, мм	Шаг $t$ тяговой цепи, мм	Количество зубьев $z$ звездочек
400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400; 1600	80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 355; 400; 500	80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630; 800	6; 8; 10; 12

При скорости полотна до 0,2 м/с динамические нагрузки на цепи можно не учитывать.

Расчетное натяжение  $F_{расч}$  тягового органа:

$$F_{расч} = F_{max} + F_{дин}.$$

Если тяговый орган двухцепной, расчетное натяжение  $F_{расч}^u$  одной цепи:

$$F_{расч}^u = 0,6F_{расч}.$$

Для одноцепного тягового органа  $F_{расч}^u = F_{расч}$ .

Разрушающая нагрузка  $F_{разр}$  цепи:

$$F_{разр} \geq kF_{расч}^u,$$

где  $k$  – коэффициент запаса прочности цепи: для горизонтальных конвейеров  $k = 6...8$ ; с наклонными участками  $k = 8...10$ ; для элеваторов  $k = 15$ .

По разрушающей нагрузке выбирают конкретный типоразмер цепи с учетом рекомендаций п. 13.1.4.

Диаметр  $D_0$  делительной окружности приводной звездочки определяют по формуле

$$D_0 = \frac{t}{\sin \alpha / 2},$$

где  $t$  – шаг цепи;  $\alpha$  – угол между зубьями;  $\alpha = 360^\circ / z$ , здесь  $z$  – количество зубьев.

### 13.4.3. Элеватор ковшовый

С учетом п. 13.2.2 и данных таблицы 13.6 выбирают конкретный типоразмер ковша (рисунок 13.4) с учетом данных таблицы 13.13.

Таблица 13.13

**Типы, обозначения и основные размеры ковшей элеватора**

Тип ковшей	Обозначение ковшей	Внутренние размеры ковшей, мм				Вместимость ковша на линии x-x, л
		<i>B</i>	<i>t</i>	<i>h</i>	<i>r</i>	
Глубокие	Г	100	75	80	25	0,2
		125	90	95	30	0,4
		160	105	110	35	0,6
		200	125	135	40	1,3
		250	140	150	45	2,0
		320	175	190	55	4,0
		400	195	210	60	6,3
		500	235	255	75	12,0
Мелкие	М	100	50	65	25	0,1
		125	65	85	30	0,2
		160	75	100	35	0,35
		200	95	130	40	0,75
		250	120	160	55	1,4
		320	145	190	70	2,7
		400	170	220	85	4,2
		500	195	250	100	6,8

Дополнительные рекомендации по выбору ковшей указаны в таблицах 13.14 и 13.15.

Таблица 13.14

**Данные по типу ковшей**

Характеристика насыпных грузов	Примеры характерных грузов	Рекомендуемый тип элеватора	Тип ковша	Средний коэффициент заполнения ковша	Скорость, м/с	
					цепи	ленты
1	2	3	4	5	6	7
Пылевидные сухие	Угольная пыль	Тихоходный со свободной самотечной разгрузкой	Г	0,85	–	0,63 ... 0,8

Окончание таблицы 13.14

1	2	3	4	5	6	7
Пылеви- дные сухие	Цемент, мука фосфо- ритная	Быстрохо- дный с центробе- жной разгрузкой	Г	0,8	1,25 ... 2,0	–
	Пище- вые проду- кты (мука, комби- орма)	Быстрохо- дный с центробе- жной самотечной разгрузкой	М	0,85	1...1,4	–
Пылеви- дные и зернистые влажные, плохосыпу- чие	Грунт, песок, мел в порошке, хими- каты	Быстрохо- дный с центробе- жной разгрузкой	М	0,6	1...2	0,8 ... 2,0
Зернистые и мелкоку- сковые, малоабра- зивные	Древе- сные опилки, щепа, сухая глина в комках, торф фрезе- рный, мелкий уголь	Быстрохо- дный с центробе- жной разгрузкой	Г	0,8	1,25 ... 2,0	1,0 ... 1,6

Таблица 13.15

## Вместимость (л) и рекомендуемый шаг ковшей

Тип ковшей								Шаг ковшей, мм
глубокий		мелкий		остроугольный		скругленный		
$i_n^*$	$i_0^{**}$	$i_n$	$i_0$	$i_n$	$i_0$	$i_n$	$i_0$	
–	–	–	–	4,06	0,65	–	–	160
1	0,2	0,5	0,1	6,5	1,3	–	–	200
–	–	–	–	10	2	–	–	200
–	–	–	–	16	4	25,6	6,4	250
1,3	0,4	0,66	0,2	24,4	7,8	43,7	14	320

2	0,6	1,17	0,35	–	–	–	–	320
3,24	1,3	1,87	0,75	40	16	70	28	400
5	2	3,5	1,4	–	–	–	–	400
8	4	5,4	2,7	–	–	120	60	500
12,6	6,3	8,4	4,2	–	–	–	–	500
19	12	–	–	–	–	187	118	630
–	–	–	–	–	–	235	148	630

\* Погонная вместимость ковшей, л/м.

\*\* Вместимость ковша, л.

#### 13.4.4. Винтовой конвейер

Расчетная схема – рисунок 13.7.

Диаметр винта должен быть согласован с данными таблицы 13.16.

Необходимый диаметр  $D$  винта (м):

$$D = 0,2753 \sqrt{\frac{Q}{k_D n_B \psi \rho k_\beta}},$$

где  $Q$  – производительность конвейера, т/ч;  $k_D$  – отношение шага  $t$  винта к его диаметру: для абразивных материалов  $k_D = 0,8$ , для неабразивных  $k_D = 1,0$ ;  $n_B$  – частота вращения винта, мин<sup>-1</sup>; предварительно принимается по таблице 13.17;  $\psi$  – коэффициент заполнения желоба (таблица 13.18);  $\rho$  – насыпная плотность груза, т/м<sup>3</sup>;  $k_\beta$  – коэффициент уменьшения производительности в зависимости от угла наклона конвейера (таблица 13.19).

Таблица 13.16

**Диаметр и шаг винта винтового конвейера**

Диаметр, мм	Шаг, мм	Диаметр, мм	Шаг, мм
100	80; 100	320	250; 320
125	100; 125	400	320; 400
160	125; 160	500	400; 500
200	160; 200	650	500; 650
250	320; 250	800	650; 800



**Значения коэффициента уменьшения производительности  $k_\beta$  винтовых конвейеров в зависимости от угла наклона конвейера**

$\beta$ , град	$k_\beta$
0	1,0
5	0,9
10	0,8
15	0,7
20	0,6

При углах наклона конвейеров  $\beta > 20^\circ$  коэффициент  $k_\beta = 0,4$ .

Необходимая мощность  $P_0$  на валу винта (кВт):

$$P_0 = 0,0027Q(L_2\omega + H),$$

где  $L_2$  – длина горизонтальной проекции конвейера, м;  $\omega$  – коэффициент сопротивления перемещению груза (см. таблицу 13.17);  $H$  – высота подъема груза, м.

Крутящий момент  $T_0$  на валу винта (Н·м)

$$T_0 = 9550P_0 / n_B.$$

Осевое усилие  $F_{oc}$  на винт (Н)

$$F_{oc} = \frac{2T_0}{kDtg(\alpha + \rho)},$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий, что сила приложена на среднем диаметре винта:  $k = 0,7...0,8$ ;  $D$  – диаметр винта, м;  $\alpha$  – угол подъема винтовой линии винта;  $\rho$  – угол трения груза о винт.

Поперечная нагрузка  $F_{nonep}$  (Н) на участок винта между двумя опорами (на секцию винта длиной  $l = 4...6$  м):

$$F_{nonep} = \frac{2T_0l}{kDL},$$

где  $L$  – общая длина вала винта, м.

Вал винта рассматривают как разрезной и рассчитывают на кручение моментом  $T_0$ , растяжение или продольное сжатие силой  $F_{oc}$ , изгиб от распределенной по длине  $l$  поперечной нагрузки  $F_{nonep}$ .

Угол  $\alpha$  можно определить из соотношения  $t = \pi D tg \alpha$ . Обычно  $\alpha = 14...18^\circ$ . Угол  $\rho$  определить из соотношения

$$f = tg \rho,$$

где  $f$  – коэффициент трения по стали.

## 14. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ДИАГРАММЫ

Это второй, уточненный, этап расчета конвейера.

### 14.1. Ленточный конвейер

В произвольном масштабе с соблюдением пропорций изображают трассу конвейера (рисунок 14.1).

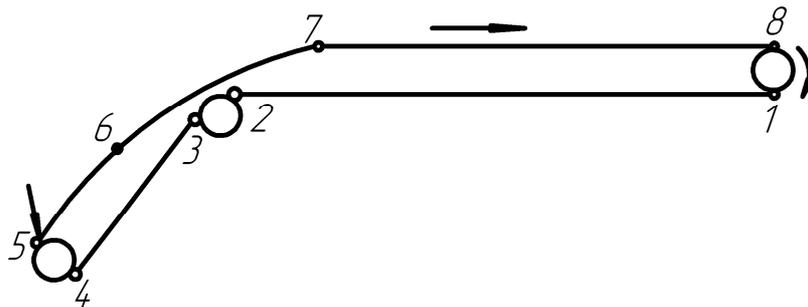


Рисунок 14.1 – Схема трассы конвейера

Производят нумерацию характерных точек – мест сопряжения распределенных и сосредоточенных сопротивлений. Нумерацию начинают с точки с наименьшим натяжением тягового органа и, обходя далее по трассе, обозначают характерные точки вплоть до точки с наибольшим натяжением гибкого органа. Еще этот метод называют «методом обхода по контуру». В точке 1 трассы – наименьшего натяжения, действует сила  $F_{сб}$  – натяжение сбегавшего с приводного барабана участка ленты; в точке 8 – сила  $F_{наб}$  – набегающего участка ленты ( $F_{наб} = F_{max}$ ).

Далее производят собственно обход по контуру.

На участке 1 – 2 действует распределенное сопротивление.

Следовательно,

$$F_2 = F_1 + \Delta F_i,$$

где  $F_1$  принимают ориентировочно,  $F_1 = (1...2)$  кН;  $\Delta F_i$  – приращение силы сопротивления, обусловленное типом того или иного сопротивления. Поэтому

$$F_2 = F_1 + g(q_p^x + q_l)\ell_{1-2} \cdot w,$$

где  $q_p^x$ ,  $q_l$  – погонные массы роликов на холостой ветви и ленты соответственно;  $\ell_{1-2} = L_c$  – длина участка (горизонтальной проекции),

т.е. расстояние между точками 1 и 2 по горизонтали;  $w$  – коэффициент удельного сопротивления ( $w = 0,04$ ).

$$F_3 = F_2 + F_2 \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент сосредоточенного сопротивления ( $\varepsilon = 0,06$ ).

$$F_4 = F_3 + g(q_p^x - q_n) \ell_{3-4} \cdot w.$$

Возможен вариант определения силы  $F_4$ :

$$F_4 = F_3 + gq_p^x \ell_{3-4} \cdot w - gq_n H,$$

где  $H$  – перепад высот между точками 3 и 4. В задании на курсовую работу указаны длина участка 3 – 4 ( $L_2$ ) и угол  $\beta$  – наклон участка к горизонтали. Высоту  $H$  определять через тригонометрические функции угла  $\beta$

$$F_5 = F_4 + F_4 \varepsilon = F_4(1 + \varepsilon);$$

$$F_6 = F_5 + g(q + q_n + q_p^x) \ell_{5-6} \cdot w + gqH.$$

Имеет место самый интенсивный рост силы сопротивления. Между точками 6 и 7 установлена батарея роликов, которую можно принять за сосредоточенное сопротивление. Тогда

$$F_7 = F_6(1 + \varepsilon).$$

Сосредоточенное сопротивление изображают на тяговой диаграмме в виде вертикальных отрезков (сопротивление нарастает скачкообразно, происходит «скачок» сил). Это будет иметь место при допущении, что батарея роликов – это сосредоточенное сопротивление. В ином случае сопротивление будет увеличиваться плавно.

$$F_8 = F_7 + g(q + q_n + q_p^p) \ell_{7-8} \cdot w;$$

$$F_{наб} = F_8 + F_8(1 + \varepsilon).$$

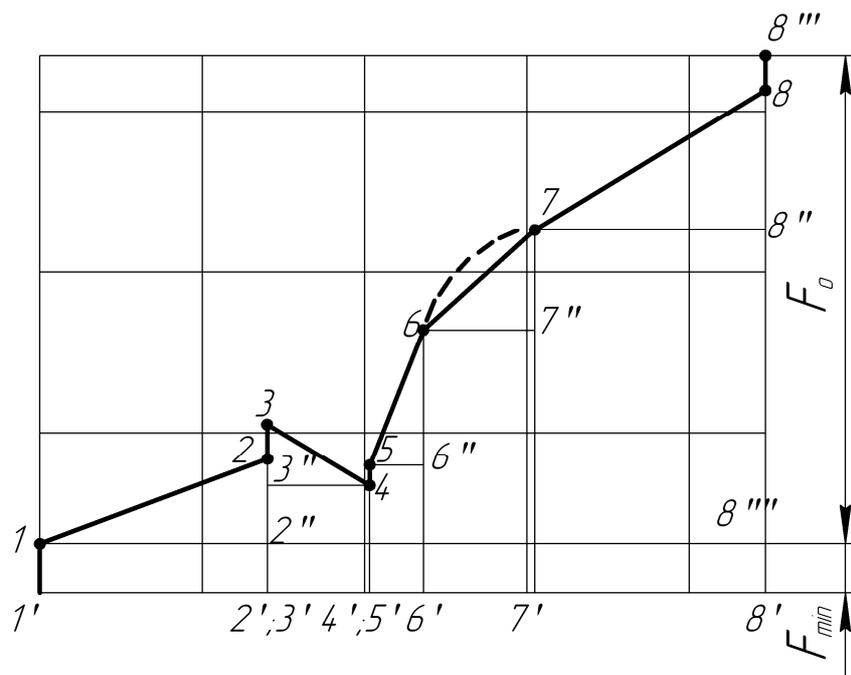


Рисунок 14.2 – Распределение натяжения ленты по ее длине

Примечание. Характер линий на участке 6 – 7 следует принимать с учетом ранее сделанных допущений.

Количественные значения сил сопротивления и длин участков в выбранном масштабе откладывают на осях ординат и абсцисс соответственно. Примерный вид тяговой диаграммы изображен на рисунке 14.2.

## 14.2. Ковшовый элеватор

Уточненный тяговый расчет элеватора методом обхода по контуру (рисунок 14.3, а) может содержать следующие пункты:

а) Определение натяжения ( $H$ ) в точке 1:

$$F_1 = F_{\min},$$

где  $F_{\min}$  – натяжное усилие, которое в отличие от существующих методик можно определить как

$$F_{\min} = gq_k H,$$

где  $H$  – высота подъема груза.

б) Определение натяжения ( $H$ ) в точке 2:

$$F_2 = F_1(1 + \varepsilon) + F_{зач},$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент увеличения натяжения тягового органа от сопротивления на поворотном пункте ( $\varepsilon = 0,06$ );  $F_{зач}$  – сопротивление зачерпыванию груза.

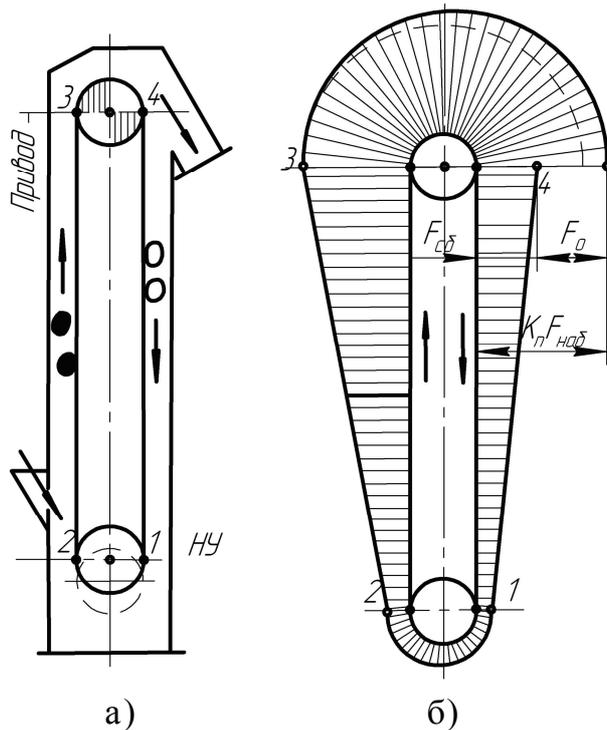


Рисунок 14.3 – Схема элеватора:  
а – расчетная схема; б – тяговая диаграмма

в) Определение натяжения (Н) в точке 3:

$$F_3 = F_{наб} = g(q + q_k)H + F_2.$$

г) Определение натяжения (Н) в точке 4:

$$F_4 = F_{сб} = F_1 + gq_k H,$$

где  $F_{сб}$  – усилие в сбегающей ветви в точке 4, Н.

д) Определение тягово-цепного комплекса  $e^{\alpha f}$ :

$$e^{\alpha f} = F_{наб} / F_{сб},$$

где  $\alpha$  – угол обхвата барабана лентой, т.к.  $\alpha$  не может быть больше  $180^\circ$  ( $\pi$  радиан), коэффициент  $f$  сцепления между лентой и барабаном должен быть больше 0,3 (барабан футерован резиной).

е) Выполняют уточненный расчет ленты на прочность по  $F_3$ , а также выбор типоразмера цепи по  $F_{разр} \geq F_3[n]$ .

ж) Определение окружной силы  $F_0$  на барабане с учетом сопротивления барабана (звездочки):

$$F_0 = \varepsilon F_3 - F_4.$$

Располагая данными по уточненным погонным массам тяговых элементов и силы  $F_0$ , производят уточнение по диаметрам барабана (звездочки), мощности двигателя (с уточнением его типоразмера),

передаточного числа редуктора, его мощности (коэффициент запаса  $k = 1,25$ ) и типоразмера. Проверяют фактические значения скорости движения тягового органа и производительности элеватора. Погрешность указанных параметров от заданных не должна превышать  $\pm 10\%$ .

Построение тяговой диаграммы цепного (пластинчатого) конвейера производят по подобной методике.

## 15. ПРИВОД КОНВЕЙЕРА

Типовая схема привода (приводной станции) ленточного конвейера изображена на рисунке 15.1.

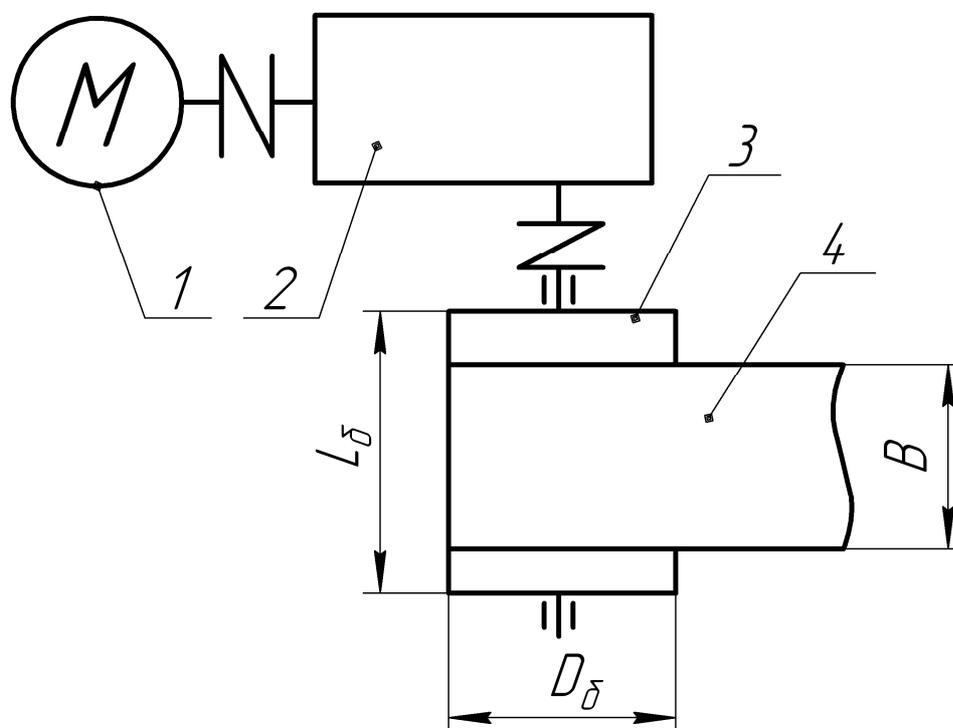


Рисунок 15.1 – Кинематическая схема приводной станции ленточного конвейера

По своему составу приводы цепных, винтовых конвейеров и элеваторов аналогичны указанной. Они содержат, как правило, стандартные элементы: двигатель 1, редуктор 2, муфты (не обозначены), барабан 3 (одна или две звездочки), его опоры и тяговый элемент – ленту 4. Вместо ленты может быть одна или две цепи. Рабочий орган винтового конвейера (винт) соединяют с тихоходным

валом редуктора зубчатой муфтой. При наклонном положении желоба винтового конвейера (угол  $\beta > 15^\circ$ ) муфта должна быть шарнирной.

### 15.1. Определение мощности и выбор электродвигателя

Условия выбора:

$$P_1 \geq P_{расч},$$

где  $P_1$  – мощность двигателя;  $P_{расч}$  – расчетная мощность, кВт.

$$P_{расч} = \frac{F_0 v}{10^3 \eta_0},$$

где  $F_0$  – окружная сила, Н;  $v$  – скорость груза, м/с;  $\eta_0$  – общий КПД ( $\eta_0 = 0,85$ ).

Окружную тяговую силу на барабане (звездочке) определяют по формуле (см. рисунок 14.2)

$$F_0 = F_{наб} - F_{мин}.$$

По расчетной мощности  $P_{расч}$  из справочника (например, [9]) выбирают двигатель единой серии 4А. В записке помещают характеристику двигателя и его эскиз с габаритными, присоединительными и установочными размерами. Могут быть использованы общепромышленные двигатели поздних модификаций серий 5А, 6А.

Асинхронный трехфазный двигатель четвертой серии, защищенный, со станиной и щитами из чугуна, с высотой оси вращения 280 мм, с установочным размером по длине станины М, двухполюсный, климатического исполнения У, категории размещения 3 обозначается:

Двигатель 4АН280М2У3.

У двухполюсного двигателя синхронная частота вращения 3000 мин<sup>-1</sup>; четырехполюсного – 1500 мин<sup>-1</sup>; шестиполюсного – 1000 мин<sup>-1</sup>.

### 15.2. Выбор редуктора

Редуктор выбирают по мощности  $P_p$  и передаточному числу  $U_p^0$ :

$$P_p = \kappa P_1,$$

где  $\kappa$  – коэффициент запаса ( $\kappa = 1,2 \dots 1,4$ ).

$$U_p^0 = n_1 / n_2,$$

где  $n_1$  – частота вращения двигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_6$  – частота вращения барабана (звездочки):

$$n_6 = \frac{60v}{\pi D_6},$$

где  $D_6$  – диаметр барабана, м.

В случае цепного (пластинчатого) конвейера в формулу подставляют  $D_0$  – диаметр делительной окружности звездочки (см. подпункт 13.4.2). По условиям компоновки целесообразно использовать коническо-цилиндрические редукторы. Например, коническо-цилиндрический двухступенчатый редуктор с межосевым расстоянием тихоходной ступени 200 мм, с передаточным числом 20, вариантом сборки 42, климатическим исполнением У и категорией размещения 3 обозначается:

Редуктор КЦ1-200-20-42-У3.

### 15.3. Выбор муфт

Муфты устанавливают на быстроходном и тихоходном валах редуктора, выбирают их по вращающему (крутящему) моменту  $T_m$ .

Быстроходный вал

$$T_{m1} \geq T_c \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3,$$

где  $T_c$  – статический момент электродвигателя, Н·м.

$$T_c = 9550 P_1 / n_1,$$

где  $P_1$  и  $n_1$  – мощность (кВт) и частота вращения ( $\text{мин}^{-1}$ ) электродвигателя соответственно.

Тихоходный вал

$$T_{m2} \geq T_c U_p \eta_0 \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3,$$

где  $U_p$  – передаточное число редуктора;  $\eta_0 = 0,85$  – общий КПД;  $\kappa_1$  и  $\kappa_2$  – коэффициенты, учитывающие степень ответственности привода ( $\kappa_1$ ) и условия эксплуатации ( $\kappa_2$ );  $\kappa_3$  – коэффициент, учитывающий погрешность соосности соединительных валов. В общем случае,  $\kappa_1 = \kappa_2 = 1,2$ .  $\kappa_3 = 1,3$  учитывают только для зубчатой муфты. В цепных конвейерах, кроме того, муфта на быстроходном валу должна быть предохранительного типа. Например, муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) со срезными штифтами.

В приводе цепного конвейера целесообразно использовать клиноременную передачу для смягчения ударных (динамических) нагрузок и в качестве предохранительного звена.

На обоих валах может быть использована муфта типа МУВП или типа МЗ.

#### 15.4. Привод специального типа

Срок службы конвейерной резиноканевой ленты в наибольшей степени зависит от количества перегибов ленты на барабанах. Стремление повысить тягово-цепные свойства привода за счет увеличения угла обхвата барабана лентой с доведением его численного значения до  $\alpha \geq 400^\circ$  (двухбарабанный привод) сокращает долговечность ленты из-за ее расслоения.

Увеличить тяговую силу с одновременным уменьшением количества перегибов ленты можно за счет использования привода, схема которого изображена на рисунке 15.2.

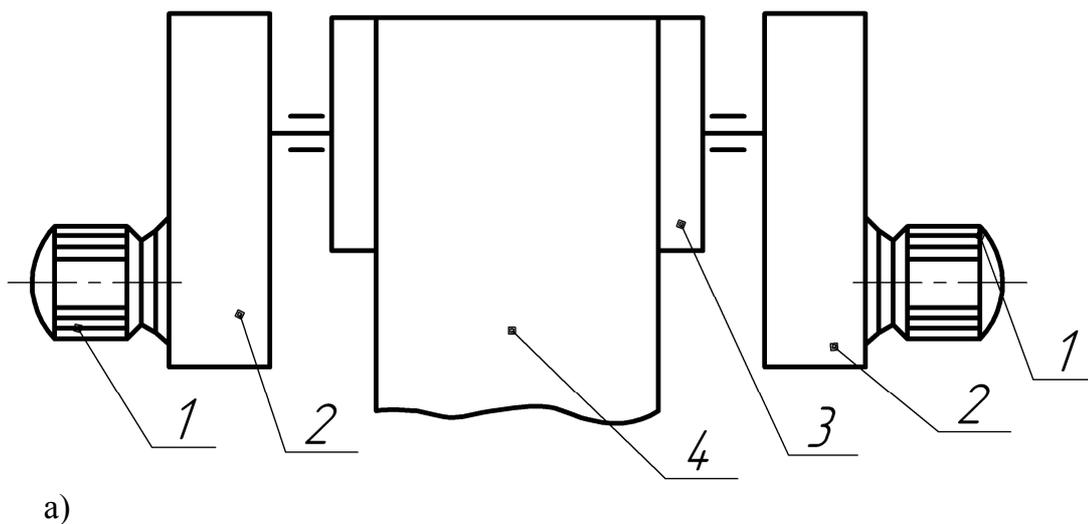
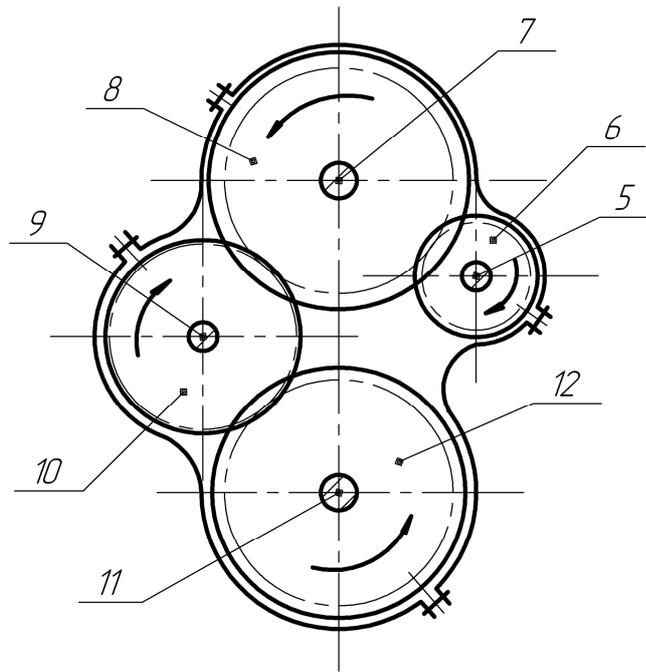
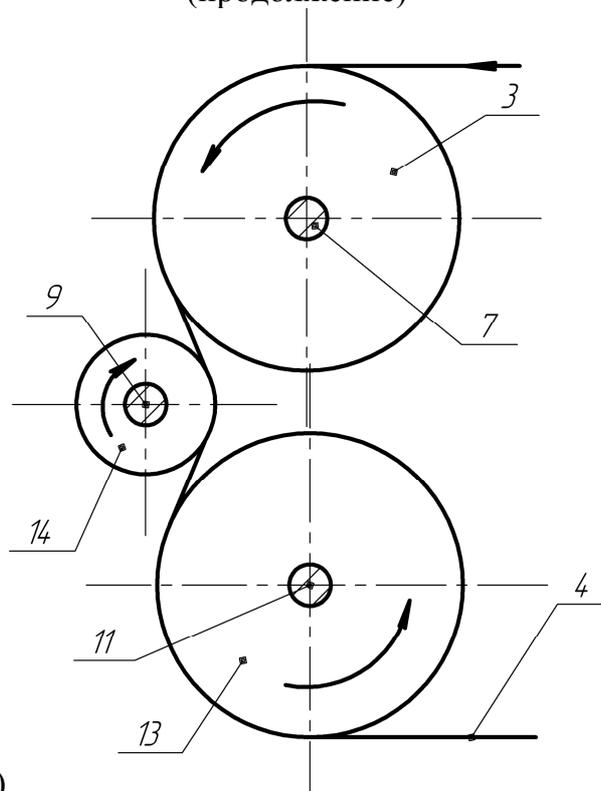


Рисунок 15.2 – Схема специального привода:  
а – общий вид; б – схема редуктора; в – расположение барабанов (начало)



б)

Рисунок 15.2 – Схема специального привода:  
 а – общий вид; б – схема редуктора; в – расположение барабанов  
 (продолжение)



в)

Рисунок 15.2 – Схема специального привода:  
 а – общий вид; б – схема редуктора; в – расположение барабанов  
 (окончание)

Привод (рисунок 15.2, *a*) содержит два двигателя *1*, два редуктора *2*, барабан *3* (один из трех) и ленту *4*. Двигатель *1* прифланцован к редуктору *2*. Тихоходный вал редуктора выполнен полым со шлицевым соединением вала барабана.

Схема редуктора изображена на рисунке 15.2, *б*.

Вал *5* редуктора соединен шлицевой втулкой с валом двигателя. На валу *5* закреплено зубчатое колесо (шестерня) *6*, находящееся в зацеплении с колесом *8*, закрепленным на валу *7*. Колесо *8* находится в зацеплении с промежуточным (паразитным) колесом *10*, закрепленным на валу *9* и находящимся в зацеплении с колесом *12*, закрепленным на валу *11*. Валы *7*, *9*, *11* соединены с валами барабанов. Расположение барабанов показано на рисунке 15.2, *в*.

Барабан *3* приводится во вращение от вала *7*; барабан *14* – от вала *9*; барабан *13* – от вала *11*. Барабаны *3* и *13* вращаются с одинаковой частотой, но имеют разный диаметр:  $D_{\delta 13} > D_{\delta 3}$ . Разность  $(D_{\delta 13} - D_{\delta 3})$  составляет 20...30 мм. Поскольку линейная скорость  $v$  по средней линии толщины ленты *4* связана с частотой вращения  $n$  и диаметром  $D'_\delta$  ( $D'_\delta = D_\delta + \delta_n$ ) барабана известным соотношением

$$v = \pi D'_\delta n / 60,$$

то при указанной разности диаметров  $D_{\delta 13}$  и  $D_{\delta 3}$  скорость  $v_{13}$  будет больше  $v_3$ . Разность в скоростях может составлять (3...5) %, что сопоставимо с удлинением ленты под воздействием тягового усилия. Большая скорость на поверхности барабана *13* позволяет компенсировать упругую деформацию (удлинение) ленты, обеспечивает дополнительное прижатие ленты к барабану *3* с необходимым увеличением тягово-сцепных свойств привода. Суммарный угол  $\alpha$  обхвата лентой барабанов *3* и *13* не превышает  $190^\circ$ . В применяемых ныне двухбарабанных приводах  $\alpha \geq 400^\circ$ . Двухкратное уменьшение угла обхвата с соответствующим уменьшением перегибов ленты приведет к двойному увеличению долговечности ленты.

## Определение опорных реакций башенного крана

Определение опорных реакций предшествует выбору ходовых колес крана.

### 1. Определение массовых характеристик

Масса крана  $m_{\text{ок}} = 0,315QL\sqrt[3]{H/Q}$ , т, где  $Q$  – масса груза, т;  $L$  – вылет, м;  $H$  – высота подъема груза, м. Данные параметры известны:

башни  $m_{\text{б}} = 0,14m_{\text{ок}}$ ;

поворотной платформы  $m_{\text{пл}} = 0,1m_{\text{ок}}$ ;

стрелы  $m_{\text{с}} = 0,04m_{\text{ок}}$ ;

балласта  $m_{\text{бл}} = 0,34m_{\text{ок}}$ ;

консоли  $m_{\text{кн}} = 0,07m_{\text{ок}}$ .

### 2. Определение сил тяжести

крана  $G_{\text{к}} = m_{\text{ок}}g$ ;

башни  $G_{\text{б}} = m_{\text{б}}g$ ;

поворотной платформы  $G_{\text{пл}} = m_{\text{пл}} \cdot g$ ;

стрелы  $G_{\text{с}} = m_{\text{с}}g$ ;

балласта  $G_{\text{бл}} = m_{\text{бл}} \cdot g$ ;

консоли  $G_{\text{кн}} = m_{\text{кн}} \cdot g$ .

### 3. Определение размеров (рисунок П.1)

$a = 0,1L$ ;  $a_1 = (\kappa - a)$ , где  $\kappa$  – колея ( $\kappa = 4$  м);  $b = 0,15L$ ;  
 $c = 0,02L$ ;  $d = 0,5L$ ;  $h = 0,3H$ .

### 4. Уравнение проекций сил на вертикальную ось:

$$R_A + R_B = G_{\text{бл}} + G_{\text{кн}} + G_{\text{пл}} + G_{\text{б}} + G_{\text{с}} + Qg. \quad (\text{П.1})$$

Правую часть уравнения (П.1) обозначили  $\sum G_i$ , т.е.

$$R_A + R_B = \sum G_i$$

или

$$R_B = \sum G_i - R_A. \quad (\text{П.2})$$

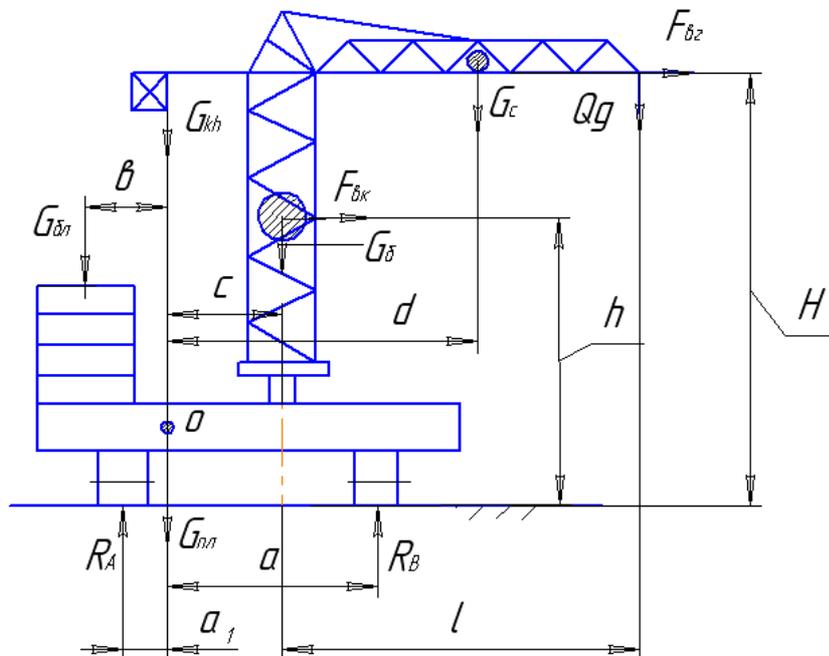


Рисунок П.1 – Расчетная схема башенного крана

Для удобства член  $\sum G_i$  использовать в виде численного значения.

### 5. Уравнение моментов сил относительно точки $O$

$$-R_A \cdot a_1 - G_{bl} \cdot b + R_B \cdot a - G_b \cdot c - G_c \cdot d - Qg(L + 0,5a) - F_{vz} \cdot H - F_{vk} \cdot h = 0, \quad (\text{П.3})$$

где  $F_{vz}, F_{vk}$  – ветровые нагрузки на груз и кран соответственно.

### 6. Определение ветровых нагрузок

$$F_{vz} = A_z \cdot p; \quad F_{vk} = A_k \cdot p,$$

где  $A_z$  – площадь груза [9];

$A_k$  – площадь крана,  $m^2$ ;  $A_k = 1,25Q$  ( $Q, T$ );

$p$  – динамическое давление ветра ( $p=150$  Па).

После преобразований уравнение (П.3) с учетом уравнений (П.1) и (П.2) можно записать

$$R_A(a_1 + a) = \sum G_i \cdot a + G_{\bar{a}l} \cdot b + G_B \cdot c + G_c \cdot d + Qg(L + 0,5a) + \\ + F_{\bar{e}z} \cdot H + F_{\bar{b}k} \cdot h;$$

$$R_B = \sum G_i - R_A - \text{наиболее нагруженная опора.}$$

## Определение опорных реакций стрелового самоходного крана

По этой методике находят опорные реакции автомобильного, пневмоколесного и железнодорожного кранов.

### 1. Определение массовых характеристик

$$\text{Масса пневмоколесного крана } m_{\text{ПК}} = \frac{75 - 0,75H + QL}{6,88 - 0,106H},$$

где  $Q$  (т),  $L$  (м),  $H$  (м) – масса груза, вылет и высота подъема груза соответственно. Эти параметры известны. Для справки приведены формулы для определения масс крана козлового  $m_{\text{КК}}$  и гусеничного  $m_{\text{ГК}}$ .

$$m_{\text{КК}} = 0,25H\sqrt[3]{QL};$$

$$m_{\text{ГК}} = \frac{222 - 27H + QL}{9,09 - 0,106H}.$$

Расчетная схема, изображенная на рисунке П.2.

Обозначено: 1...4 – ходовые колеса (выносные опоры); 5 – стрела; точка  $A$  – центр масс крана; точка  $B$  – центр приложения силы  $g(Q + m_c)$ , где  $m_c$  – масса стрелы;  $m_c = q_c \cdot \ell_c$ , где  $q_c$  – погонная масса стрелы ( $q_c = 300$  кг/м);  $\ell_c$  – длина стрелы. В свою очередь, силы тяжести будут

$$\text{крана } G_k = m_{\text{ПК}} \cdot g; \quad \text{стрелы } G_c = m_c g.$$

Размеры  $b$  – база и  $c$  – колея известны. Размер  $a = 0,8\ell_c$ .

При положении стрелы под углом  $\alpha$  к продольной оси  $x-x$  крана наиболее нагруженной будет опора 2:

$$R_2^{\text{max}} = \frac{G_k}{4} + \frac{G_c + Qg}{2} \left( \frac{0,5b + d}{b} + \frac{a \cos \alpha}{b} + \frac{a \sin \alpha}{c} \right),$$

где  $d = 0,75b$ .

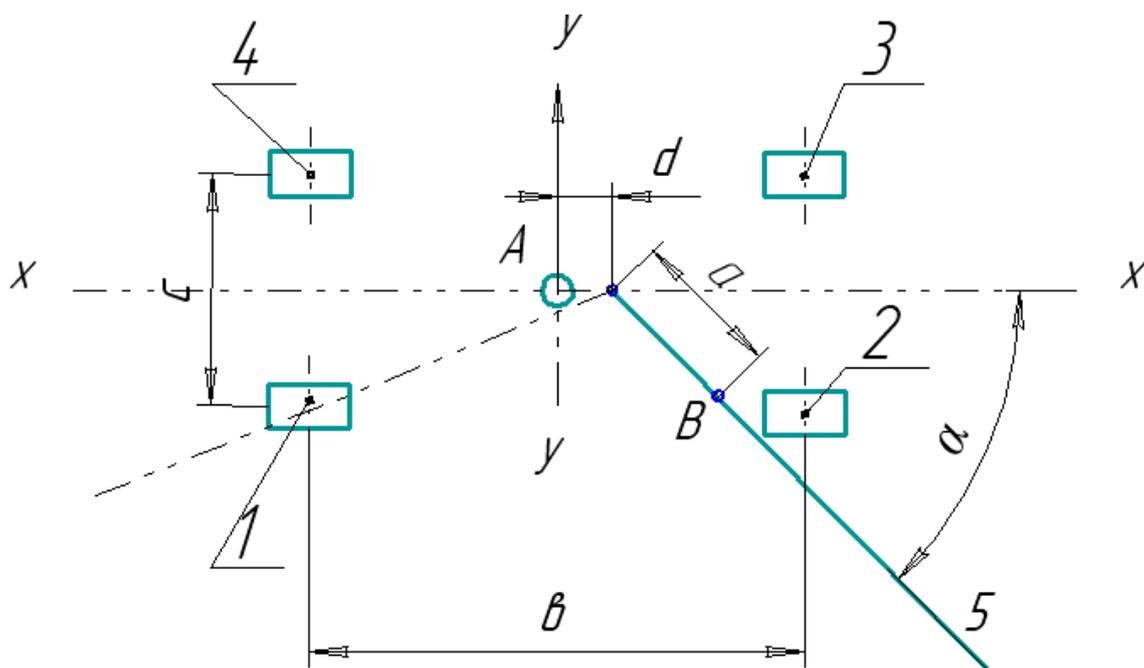


Рисунок П.2 – Расчетная схема пневмоколесного крана

## Определение опорных реакций консольного (велосипедного) крана

1. Определение массовых характеристик

крана  $m_k = 0,1H\sqrt{QL}$ ;

тележки  $m_2 = 0,1Q$  (здесь  $Q$ , т;  $H$  и  $L$ , м).

2. Определение сил тяжести

крана  $G_k = m_k g$ ;

тележки  $G_m = m_m g$ .

Расчетная схема изображена на рисунке П.3.

Обозначено: 1 – ходовые колеса; 2 – поддерживающие ролики.

Вертикальная реакция  $V$ :

$$V = Qg + G_m + G_k.$$

Горизонтальная реакция  $H$ :

$$H = \frac{(Qg + G_m)L + G_k a}{h},$$

где  $h = (2,0 \dots 2,5)$  м;  $a = 0,25L$ .

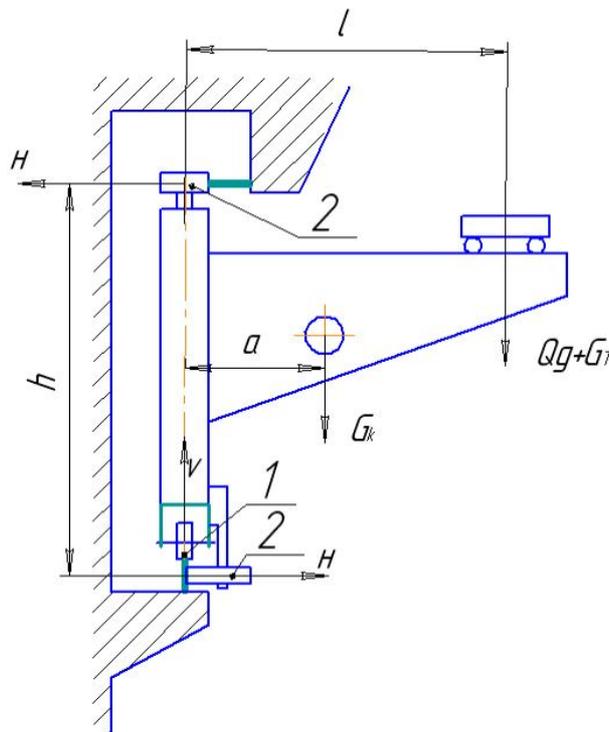


Рисунок П.3 – Расчетная схема консольного крана

### Определение опорных реакций мостового крана

Расчетная схема изображена на рисунке П.4.

Обозначено: 1 – главная балка; 2 – концевая балка; 3 – ходовые колеса; точка *A* на тележке – центр приложения силы  $g(Q + m_m)$ ; точка *B* – центр приложения силы  $G_k$ , где  $m_m$  – масса самоходной тележки,  $m_m = 0,25Q$ ;  $G_k$  – сила тяжести крана  $G_k = m_k g$ , где  $m_k$  – масса (т) крана;  $m_k = 0,96Q + 0,84L$ , здесь  $Q$ , т;  $L$ , м – известные параметры.

Наиболее нагруженной будет левая опора  $R^{\max}$  :

$$R^{\max} = \frac{G_k}{2} + (Qg + G_m) \frac{L - a}{L},$$

где  $a = 0,1L$ .

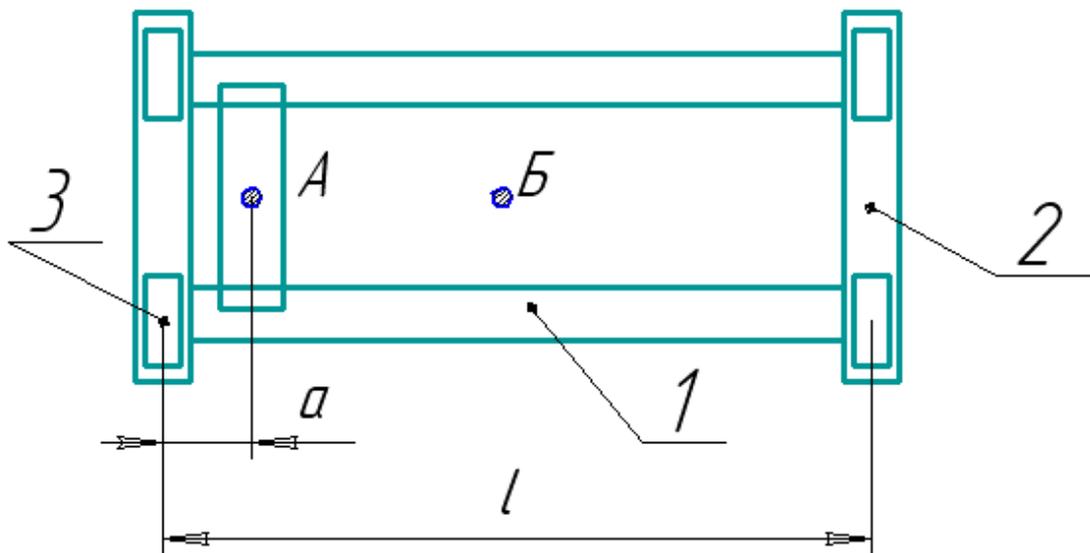


Рисунок П.4 – Расчетная схема мостового крана

## Библиографический список

1. *Кирнев, А.Д.* Строительные краны и грузоподъемные механизмы: справочник (для выполнения курсового и дипломного проектирования по технологии и организации в строительстве и специалистов-строителей) / А.Д. Кирнев, Г.В. Несветаев. – Ростов н/Д : Феникс, 2013. – 667 с.
2. *Зуев, Ф.Г.* Подъемно-транспортные установки: учебник / Ф.Г. Зуев, Н.А. Лотков. – М. : КолосС, 2007. – 471 с.
3. *Катрюк, И.С.* Машины непрерывного транспорта. Конструкция, проектирование и эксплуатация: учеб. пособие / И.С. Катрюк, Е.В. Мусияченко. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 266 с.
4. *Анферов, В.Н.* Машины непрерывного транспорта: учеб. пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2011. – 128 с.
5. *Александров, М.П.* Подъемно-транспортные машины: учеб. для вузов / М.П. Александров. – 6-е изд., перераб. – М. : Высшая школа, 1985. – 520 с.
6. *Александров, М.П.* Грузоподъемные машины: учеб. для вузов / М.П. Александров. – М. : Высшая школа, 2000. – 552 с.
7. *Балашов, В.П.* Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов: учебник / В.П. Балашов. – М. : Машиностроение, 1987. – 383 с.
8. *Вайнсон, А.А.* Подъемно-транспортные машины: учеб. для вузов / А.А. Вайнсон. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 535 с.
9. *Кузьмин, А.В.* Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин: справ. / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Вышэйшая школа, 1983. – 350 с.
10. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов (ПБ 10-382-00) – М.: НПО ОБТ, 2000. – 239 с.

## Оглавление

Предисловие.....	3
Введение.....	4
<b>1. Грузоподъемная техника.....</b>	<b>6</b>
1.1. Принятые обозначения параметров и их размерность в системе СИ.....	6
1.2. Винтовой домкрат.....	6
1.3. Реечный домкрат.....	8
1.4. Гидравлический домкрат.....	9
1.5. Лебедки.....	10
1.6. Тали.....	12
<b>2. Грузоподъемные краны.....</b>	<b>14</b>
2.1. Классификация кранов. Термины и определения.....	15
2.2. Законодательство в области ГПМ. Структура контрольных органов.....	27
2.3. Описания кранов.....	27
<b>3. Механизм подъема груза (МПП).....</b>	<b>33</b>
3.1. Расчет полиспаста.....	34
3.2. Гибкие элементы.....	37
3.3. Классификация барабанов и определение их размеров.....	41
3.4. Грузозахватные приспособления.....	47
3.5. Грузозахватные элементы.....	48
<b>4. Специальные грузозахватные приспособления.....</b>	<b>54</b>
4.1. Стропы.....	54
4.2. Захваты для штучных грузов.....	56
4.3. Грузоподъемные магниты.....	57
4.4. Вакуумные захваты.....	58
<b>5. Крановый электропривод.....</b>	<b>59</b>
5.1. Определение мощности и выбор электродвигателя.....	60
5.2. Проверка двигателя по пусковому моменту.....	60
5.3. Управление скоростью груза в крановом механизме.....	62
5.4. Выбор редуктора.....	73
5.5. Выбор муфты.....	73
<b>6. Тормозные устройства. Общие сведения.....</b>	<b>74</b>
6.1. Остановы.....	75
6.2. Ленточные тормоза.....	77
6.3. Колодочные тормоза.....	79
6.4. Выбор тормоза.....	81
<b>7. Механизм передвижения.....</b>	<b>81</b>
7.1. Классификация и общие сведения.....	81
7.2. Ходовые колеса и направляющие (рельсы).....	82
7.3. Методика расчета механизма передвижения крана.....	84
<b>8. Механизм передвижения тележки с канатной тягой.....</b>	<b>91</b>
8.1. Выбор ходового колеса.....	92

8.2.	Определение суммарной силы сопротивления передвижению тележки.....	92
8.3.	Определение силы тяги (тягового усилия).....	93
8.4.	Выбор типоразмера тягового каната.....	93
8.5.	Определение расчетного диаметра барабана.....	93
8.6.	Определение мощности и выбор электродвигателя.....	93
8.7.	Выбор стандартных элементов.....	94
8.8.	Выбор типоразмера тормоза.....	94
<b>9.</b>	<b>Механизм поворота (вращения) крана.....</b>	<b>94</b>
9.1.	Кран на неподвижной колонне.....	96
<b>10.</b>	<b>Механизм изменения вылета (стрелоподъемный).....</b>	<b>101</b>
10.1.	Определение размеров.....	102
10.2.	Определение внешних сил.....	103
10.3.	Определение грузового момента.....	103
10.4.	Определение силы натяжения каната стрелоподъемного механизма.....	103
10.5.	Расчет полиспаста стрелоподъемного механизма.....	104
10.6.	Определение мощности и выбор электродвигателя.....	104
<b>11.</b>	<b>Устойчивость против опрокидывания свободностоящих кранов.....</b>	<b>105</b>
<b>12.</b>	<b>Приборы и устройства безопасности.....</b>	<b>107</b>
<b>13.</b>	<b>Транспортно-технологические системы. Машины непрерывного транспорта.....</b>	<b>113</b>
13.1.	Конвейеры.....	114
13.2.	Определение погонных масс.....	121
13.3.	Определение сил сопротивления.....	126
13.4.	Определение размеров тягового и грузонесущего элементов.....	128
<b>14.</b>	<b>Построение тяговой диаграммы.....</b>	<b>137</b>
14.1.	Ленточный конвейер.....	137
14.2.	Ковшовый элеватор.....	139
<b>15.</b>	<b>Привод конвейера.....</b>	<b>141</b>
15.1.	Определение мощности и выбор электродвигателя.....	142
15.2.	Выбор редуктора.....	142
15.3.	Выбор муфт.....	143
15.4.	Привод специального типа.....	144
	Приложения.....	146
	Библиографический список.....	153

*Учебное издание*

Ремизович Юрий Владимирович  
Курбацкая Ольга Владимировна

ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Учебное пособие

Редактор Н.И. Косенкова

Подписано к печати 20.08.2014  
Формат 60x90 1/16. Бумага писчая  
Оперативный способ печати  
Усл. п.л. Тираж 70 экз.  
Заказ №  
Цена договорная

Редакционный отдел ИПЦ СибАДИ  
644080, г. Омск, ул. 2-я Поселковая, 1

---

Отпечатано в отделе оперативной полиграфии ИПЦ СибАДИ  
644080, г. Омск, пр. Мира, 5